

UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID

- PROYECTO FIN DE GRADO -

DEMANDA DE CALEFACCIÓN EN RÉGIMEN PERMANENTE Y

DINÁMICO: ESPECIFICACIÓN DE LA BOMBA DE CALOR



AUTOR: ANA ESPAÑA DÍAZ

TUTOR: MARCELO IZQUIERDO MILLÁN

DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA TÉRMICA Y FLUIDOS

20 de junio de 2014



Agradecimientos

Es difícil mencionar a todas aquellas personas que me han ayudado a lo largo de la carrera y finalmente a realizar este Trabajo Fin de Grado, el cual es el culmen de todos los esfuerzos realizados durante mi periodo universitario.

En primer lugar querría agradecer la ayuda recibida por parte de D. Marcelo Izquierdo Millán, tutor y principal artífice de este trabajo. Gracias por su dedicación, paciencia y conocimiento, sin el cual no hubiese sido posible llevar a cabo este proyecto.

Por último, he de mencionar a mi familia y mi novio. Ya que a lo largo de este periodo han apoyado todas mis decisiones y me han animado siempre a alcanzar aquellas metas propuestas, incluso en aquellos momentos más difíciles.

Muchas gracias a todos.

Resumen

El siguiente Proyecto Fin de Grado, trata de presentar un método de cálculo aproximado de la demanda calorífica total durante el periodo de calefacción (del 1 de noviembre del año 2011 al 30 de abril del año 2012) para una edificación típica española. Concretamente, profundiza en el cálculo de las cargas térmicas en régimen estacionario y el modelo de cálculo desarrollado para hallar la carga térmica del edificio teniendo en cuenta las propiedades dinámicas de los materiales que forman los distintos componentes.

Antes de proceder a dichos cálculos, se expone brevemente los componentes que forman la instalación de suelo radiante-refrescante. De este modo, se describen los paneles solares híbridos, la bomba de calor aire-agua utilizada y su correspondiente refrigerante, los distintos aparatos eléctricos para conseguir la transformación de corriente continua a alterna y finalmente la propia instalación de suelo radiante.

Una vez realizada esta breve exposición de los distintos componentes físicos de la instalación nos centramos en el cálculo de la demanda en condiciones dinámicas o, como también es denominada, inercia térmica. Para su cálculo se ha seguido la norma UNE-EN ISO 13786:2007 “Prestaciones térmicas de los productos y componentes para edificación. Características térmicas dinámicas. Métodos de cálculo”. En el presente proyecto se incluye este método aproximado, el cual simplifica las ecuaciones diferenciales de la transferencia de calor.

Tras realizar los cálculos de carácter dinámico, se obtiene esa demanda suplementaria a aportar para suplir todas las pérdidas de calor debidas al sistema de calefacción intermitente. Además se comparan estos resultados con la demanda obtenida sin tener en cuenta el régimen dinámico, para analizar si dichos resultados se aproximan a las deducciones obtenidas experimentalmente.

Queda constancia, de la importancia de los materiales utilizados debido a su admitancia y a las propiedades de transmisión de calor dinámicas. Pero también, cabe destacar la relevancia que tiene la disposición de los materiales de cada componente en el cálculo de la demanda suplementaria.

Posteriormente, se realizará la especificación de una bomba de calor aire-agua acorde con los resultados de carga térmica obtenida. Para esta elección, no se ha de olvidar la aportación de la inercia térmica.

Finalmente, se adjuntará un presupuesto económico en el cual sólo queda incluida la bomba de calor. Por tanto, no entra dentro de la competencia de este proyecto la estimación de un presupuesto que englobe toda la instalación, ya que el resto de elementos han sido descritos exclusivamente para una mayor comprensión



global del conjunto y de la influencia que estos elementos tienen en el cálculo de la demanda en régimen estacionario.

Abstract

The following Final Year Project aims at providing a method to estimate the total heat demand during the heating period (1 November to 30 April) for a typical Spanish building. Specifically, deepens the calculation of steady state thermal loading and the calculation model developed for finding the thermal load of the building considering the dynamic properties of the materials forming the various components.

Before proceeding to such calculations, I will outline the components that make up the installation of floor heating-cooling. Thus, describe the hybrid solar panels, heat pump air to water used and the corresponding refrigerant, and other different appliances for transforming DC to AC and finally the panel system.

After this brief summary of the various physical components of the system we will focus on the calculation of dynamic demand calculus or, as it is also called, thermal inertia. All of it is based on the rule UNE-EN ISO 13786:2007 "Thermal performance of building products and components. Dynamic thermal characteristics. Calculation Methods. The method is a simple approximation, that tries to simplify the differential equations of heat transfer.

In the other words, after conducting the dynamic calculations, the additional demand is obtained to contribute to supply all the heat losses due to intermittent heating system. Furthermore, these results are compared with the demand obtained without considering the dynamic conditions, to analyze whether these results are close to those deductions obtained experimentally. This order could cause great variation in the supplementary load.

It is necessary to give great importance to the materials used due to its admittance and dynamic properties of heat transmission. But it is also evident to highlight the relevance of the materials available to each component in the calculation of the supplementary demand.

Finally, I would clarify the specification and the economic estimation of the air-water pump. But it should be noted that the dynamic load obtained is also called thermal inertia. It is not within the competence of this project an estimate that encompasses the entire installation, since all of the elements explained have been executed exclusively for a greater global compression and to understand the influence that these elements could have in the stationary calculus.



ÍNDICE

1. Introducción.....	10
1.1. Objetivos del proyecto.....	10
1.2. Descripción del sistema: funcionamiento y componentes.....	12
1.3. Bomba de calor aire-agua: refrigerante utilizado (R-410 A) y desescarche (válvulas inversoras de cuatro vías).....	18
2. Condiciones de diseño	23
2.1. Descripción del edificio.....	23
2.2. Datos geográficos y climatológicos.....	24
2.3. Condiciones interiores de cálculo	25
3. Cálculo de cargas térmicas en régimen estacionario	27
3.1. Cargas térmicas de transmisión.....	27
Datos preliminares:	27
Cálculo de resistencias térmicas y coeficientes de transmisión de los distintos componentes de la vivienda:	30
3.2. Otras cargas	46
3.2.1. Internas al edificio	46
3.2.2. Externas al edificio	49
3.3. Carga térmica total en estado estacionario.....	50
4. Cálculo de cargas térmicas en régimen dinámico (inercia térmica)	51
4.1. Conceptos generales: Introducción teórica.....	52
4.2. Modelo matemático para la simulación térmica: hipótesis realizadas	57
4.3. Aplicación práctica: descripción de las características y propiedades de los distintos componentes	75
5. Resultados de la programación informática para la obtención de la carga adicional debida a la inercia térmica. Días característicos del periodo de calefacción.....	92



6. Resultados de la programación informática para la obtención de la carga adicional debida a la inercia térmica. Simulación para toda la temporada de calefacción.....	104
7. Especificación de la bomba de calor	111
7.1. Valores significativos de calefacción	111
7.2. Representación del ciclo real en el diagrama p-h.....	114
7.3. Balance energético	119
7.4. Especificaciones	131
7.5. Equipo seleccionado	133
8. Presupuesto	134
9. Conclusiones	135
10. Referencias bibliográficas	136
11. ANEXOS	138
ANEXO A. TABLAS DE TEMPERATURAS EXTERIORES DURANTE LA TEMPORADA DE CALEFACCIÓN.....	138
ANEXO B. GRAFICOS: Diagrama p-h del refrigerante R-22 y R-410A.....	144
ANEXO C: BOMBA DE CALOR AIRE-AGUA DAIKIN, MODELO ERLQ006CV3	147
ANEXO D. ESQUEMA DE FUNCIONAMIENTO	151
ANEXO E. PLANOS: PLANTA, PLANTA + EQUIPOS, PLANTA + SUELO RADIANTE, FACHADA	153

ÍNDICE DE FIGURAS

FIGURA 1. ESQUEMA DEL SISTEMA ELÉCTRICO UTILIZADO, [19]	12
FIGURA 2. ETAPAS DE CARGA DE BATERÍAS, [20]	14
FIGURA 3. COMPONENTES DEL SUELO RADIANTE, [21]	17
FIGURA 4. COMPONENTES DEL REFRIGERANTE R-410 A, [18]	18
FIGURA 5. DIFERENCIA DE TEMPERATURAS A LO LARGO DEL EVAPORADOR, [22]	18
FIGURA 6. EFECTO GLIDE EN DISTINTOS REFRIGERANTES, [22]	19
FIGURA 7. PROPIEDADES FÍSICAS DEL REFRIGERANTE R-410 A, [18]	20
FIGURA 8. GRÁFICA COMPARATIVA TEMPERATURA/PRESIÓN R-22 - R-410 A, [18]	20
FIGURA 9. VÁLVULA INVERSORA DE CUATRO VÍAS, [23]	21
FIGURA 10. MURO DE LA FACHADA	30
FIGURA 11. MATERIALES DEL TECHO DE LA VIVIENDA, [24]	32
FIGURA 12. DISPOSICIÓN REAL DEL TECHO DE LA VIVIENDA	33
FIGURA 13: FORJADO COLABORANTE DE INCOPERFIL (CATÁLOGO), [24]	34
FIGURA 14. DIMENSIONES PERFIL IPE 160, [25]	34
FIGURA 15. VENTANA DE VIDRIO	39
FIGURA 16. PUERTA EXTERIOR	42
FIGURA 17. SOLERA, [2]	43
FIGURA 18. COMPORTAMIENTO TÉRMICO DE LAS PARTES OPACAS DE UN EDIFICIO, [3]	52
FIGURA 19. VARIACIÓN DEL FLUJO DE CALOR A AMBOS LADOS DE UN MURO, [3]	53
FIGURA 20. PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO DE LOS REGULADORES EN FUNCIÓN DE LAS CONDICIONES EXTERIORES, [11]	67
FIGURA 21. REGULADOR EN FUNCIÓN DE LAS CONDICIONES EXTERIORES REGULAN LA TEMPERATURA DEL AGUA ACTUANDO SOBRE UNA VÁLVULA O UN QUEMADOR, [11]	67
FIGURA 22. VARIACIÓN DE LA TEMPERATURA INTERIOR PARA CADA DÍA DE LA TEMPORADA DE CALEFACCIÓN (ACTAS DE LAS II JORNADAS DE INVESTIGACIÓN EN CONSTRUCCIÓN DEL INSTITUTO DE CIENCIAS DE CONSTRUCCIÓN EDUARDO TORROJA).	73
FIGURA 23. DISPOSICIÓN DE LOS ELEMENTOS DE LAS MATRICES DE CARACTERÍSTICAS	78
FIGURA 24. EVOLUCIÓN DE LA TEMPERATURA EXTERIOR PARA EL DÍA MÁS FRÍO DE LA TEMPORADA DE CALEFACCIÓN (03/02/2012).	93
FIGURA 25. EVOLUCIÓN DE LA CARGA TÉRMICA DE CARÁCTER ESTACIONARIO A LO LARGO DEL DÍA MÁS FRÍO DE LA TEMPORADA DE CALEFACCIÓN (03/02/2012).	94
FIGURA 26. VARIACIÓN DE LA TEMPERATURA INTERIOR PARA EL DÍA MÁS FRÍO DE LA TEMPORADA DE CALEFACCIÓN (03/02/2012).	96



FIGURA 27. EVOLUCIÓN DE LA TEMPERATURA EXTERIOR PARA EL DÍA MÁS CÁLIDO DE LA TEMPORADA DE CALEFACCIÓN (15/03/2012).	97
FIGURA 28. EVOLUCIÓN DE LA CARGA TÉRMICA DE CARÁCTER ESTACIONARIO A LO LARGO DEL DÍA MÁS CÁLIDO DE LA TEMPORADA DE CALEFACCIÓN (15/03/2012).	98
FIGURA 29. VARIACIÓN DE LA TEMPERATURA INTERIOR PARA EL DÍA MÁS CÁLIDO DE LA TEMPORADA DE CALEFACCIÓN.	99
FIGURA 30. EVOLUCIÓN DE LA TEMPERATURA EXTERIOR PARA UN DÍA CON TEMPERATURAS INTERMEDIAS DE LA TEMPORADA DE CALEFACCIÓN (23/02/2012).	101
FIGURA 31. EVOLUCIÓN DE LA CARGA TÉRMICA DE CARÁCTER ESTACIONARIO A LO LARGO DE UN DÍA CON TEMPERATURAS INTERMEDIAS DE LA TEMPORADA DE CALEFACCIÓN (23/02/2012).	102
FIGURA 32. VARIACIÓN DE LA TEMPERATURA INTERIOR PARA DÍA DE LA TEMPORADA DE CALEFACCIÓN CON TEMPERATURAS INTERMEDIAS (23/02/2012).	103
FIGURA 33. EDIFICIO CLIMATIZADO.	104
FIGURA 34. EVOLUCIÓN DE LA TEMPERATURA EXTERIOR.	105
FIGURA 35. VARIACIÓN DE LA TEMPERATURA INTERIOR PARA CADA DÍA DE LA TEMPORADA DE CALEFACCIÓN.	106
FIGURA 36. EVOLUCIÓN DE LA CARGA TÉRMICA EN EL HORARIO DE CALEFACCIÓN SIN TENER EN CUENTA LAS CARACTERÍSTICAS DINÁMICAS DE LOS MATERIALES.	107
FIGURA 37. DEMANDA TÉRMICA EN RÉGIMEN PERMANENTE PARA LA TEMPORADA DE CALEFACCIÓN.	108
FIGURA 38. DEMANDA TÉRMICA TENIENDO EN CUENTA EXCLUSIVAMENTE LAS CARACTERÍSTICAS TÉRMICAS DINÁMICAS DE LOS MATERIALES.	109
FIGURA 39. DEMANDA TÉRMICA TOTAL A LO LARGO DEL PERIODO DE CALEFACCIÓN.	109
FIGURA 40. DEMANDA TÉRMICA TOTAL PARA CADA MES DE LA TEMPORADA DE CALEFACCIÓN.	110
FIGURA 41. CONDENSADOR	112
FIGURA 42. CONDENSADOR	113
FIGURA 43. GRÁFICA RELACIÓN DE COMPRESIÓN VS RENDIMIENTO ISENTRÓPICO PARA EL REFRIGERANTE R-22, [13]	115
FIGURA 44. GRÁFICA RELACIÓN DE COMPRESIÓN VS RENDIMIENTO ISENTRÓPICO PARA EL REFRIGERANTE R-410a, [13]	117
FIGURA 45. INTERCAMBIADOR DE CALOR RECALENTADOR-SUBENFRIADOR DE LÍQUIDO (DE AROCA), [13]	119
FIGURA 46. DIFERENCIA DE ENTALPÍAS REFRIGERANTE R-22	129
FIGURA 47. DIFERENCIA DE ENTALPÍAS REFRIGERANTE R410A	129
FIGURA 48. UNIDAD EXTERIOR ERLQ006CV3 DE DAIKIN, [14]	134



ÍNDICE DE TABLAS

TABLA 1. ÁREAS DE TRANSFERENCIA DE LAS SUPERFICIES CARACTERÍSTICAS DE LA VIVIENDA.....	23
TABLA 2. DATOS GEOGRÁFICOS Y CLIMATOLÓGICOS	24
TABLA 3. VALORES MEDIOS MENSUALES DE TEMPERATURA.....	24
TABLA 4. CONDICIONES DE CONFORT, [1]	26
TABLA 5. TRANSMITANCIA TÉRMICA MÁXIMA DE CERRAMIENTOS Y PARTICIONES INTERIORES DE LA ENVOLVENTE TÉRMICA U EN W/m ² K, [1].....	27
TABLA 6. RESISTENCIAS TÉRMICAS SUPERFICIALES DE CERRAMIENTOS EN CONTACTO CON EL AIRE EXTERIOR EN m ² K/W, [1]	28
TABLA 7. MATERIALES Y PROPIEDADES DEL MURO DE FACHADA	30
TABLA 8. MATERIALES Y PROPIEDADES DEL TECHO DE LA VIVIENDA.....	32
TABLA 9. MATERIALES Y PROPIEDADES DEL TECHO DE LA VIVIENDA (SIMPLIFICADO)	35
TABLA 10. PROPIEDADES DEL AIRE	37
TABLA 11. MATERIALES Y PROPIEDADES DE LAS VENTANAS DE VIDRIO	39
TABLA 12. MATERIALES Y PROPIEDADES DE LOS MARCOS INTERIORES DE VENTANA DE ALUMINIO	40
TABLA 13. MATERIALES Y PROPIEDADES DE LOS MARCOS EXTERIORES DE LAS VENTANAS DE ALUMINIO.....	40
TABLA 14. MATERIALES Y PROPIEDADES DE LA PUERTA EXTERIOR.....	42
TABLA 15. CÁLCULO DE CARGAS TÉRMICAS POR TRANSMISIÓN EN EL PERIODO DE CALEFACCIÓN.....	45
TABLA 16. CARGA DEBIDA AL EQUIPAMIENTO DE LA INSTALACIÓN	48
TABLA 17. CARGA TÉRMICA TOTAL EN ESTADO ESTACIONARIO.....	50
TABLA 18. SIMBOLOGÍA ESCOGIDA A SEGUIR EN LA PROGRAMACIÓN, [10]	58
TABLA 19. DEMANDA TÉRMICA TOTAL PARA CADA MES DE LA TEMPORADA DE CALEFACCIÓN.....	110
TABLA 20. PUNTOS CARACTERÍSTICOS DEL DIAGRAMA P-H DEL REFRIGERANTE R-22.....	114
TABLA 21. PUNTOS CARACTERÍSTICOS DEL DIAGRAMA P-H DEL REFRIGERANTE R-410A	116
TABLA 22. ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DE LA BOMBA DE CALOR AIRE-AGUA DAIKIN, MODELO ERLQ006CV3, [14]	133
TABLA 23. PRESUPUESTO DE LA UNIDAD EXTERIOR ERLQ006CV3 DE DAIKIN.....	134
TABLA 24. PRESUPUESTO DE LA MANO DE OBRA PARA LA INSTALACIÓN DE LA UNIDAD ERLQ006CV3 DE DAIKIN	134

1. Introducción

1.1. Objetivos del proyecto

El objetivo principal del proyecto es estudiar las necesidades diarias de aporte energético para la climatización de una vivienda convencional española, exclusivamente en la temporada de calefacción.

Para ello se estudiará en un principio las **cargas térmicas en régimen estacionario**, tales como: las cargas térmicas de transmisión, cargas internas al edificio (carga térmica debida a las personas, carga térmica debida a la iluminación y carga térmica debida a los equipos) y cargas externas al edificio (carga térmica debida a la ventilación voluntaria del inmueble y carga térmica debida a la ventilación involuntaria del inmueble).

Al tratarse de una instalación la cual funciona en régimen intermitente, la bomba de calor estará apagada desde las 20 horas hasta las 7 horas del día siguiente. Toda aquella energía perdida durante este periodo, tendrá que ser recuperada durante el día siguiente al encender la bomba. Se ha estimado que la recuperación de dicha carga se realice durante las cuatro primeras horas de funcionamiento del sistema de calefacción, denominando a esta carga “**inercia térmica**” del edificio.

De acuerdo con este concepto se ha analizado la **carga térmica en régimen dinámico**, teniendo en cuenta las *admitancias térmicas* y las *propiedades de transmisión de calor dinámicas*. Estas propiedades dinámicas son relativas a las variaciones periódicas del flujo de calor asociadas a las variaciones periódicas de temperatura. La admitancia térmica es el parámetro que relaciona el flujo de calor con la variación de temperatura en la cara del componente a estudiar. Por otro lado, las propiedades dinámicas de los componentes relacionan las variables físicas de una de las caras del componente con las otras caras del mismo.

Por tanto dichas características dinámicas además de tener en cuenta la geometría y conductividades, es decir las resistencias por conducción y convección, se deberán añadir otras características fundamentales de los distintos materiales que forman cada componente. Dicho esto, toma gran importancia la densidad y calor específico de los materiales. Es decir, se introduce el término de C (capacidad calorífica).

La razón por la que se realiza un estudio dinámico de estas cargas, es que la resistencia térmica R estudiada en el método estacionario, estima la cantidad de energía que entra pero no cuando. Es decir, con el producto $R \cdot C$ se podrá representar la distribución de la energía a lo largo del tiempo.

Luego el término C tiene gran importancia en este producto, ya que puede desplazar el momento de máximo flujo de calor. Este desplazamiento podría tener implicaciones sobre el consumo de energía del edificio.

Además se podrá comprobar que el parámetro $R \cdot C$, en el caso de los muros multicapa, el orden de las capas afecta a la capacidad del muro de almacenar energía. Sin embargo, el orden no afecta a su resistencia térmica.

La conclusión obtenida tras el análisis dinámico realizado, es la visualización de dos efectos fundamentales sobre el cálculo de la carga térmica. Uno de ellos es el efecto de amortiguación de la carga y otro el desfase temporal de esta misma. Todo ello se explica con la descripción del término *transmitancia térmica periódica*.

Tras este estudio en régimen estacionario y dinámico, se analizará la demanda térmica por separado de ambos regímenes y la demanda total. Los casos bajo estudio serán tres días considerados como característicos (el día con una temperatura media más baja, el día con una temperatura media más alta y un día con temperaturas intermedias en la temporada de calefacción).

Además se comentan las demandas térmicas en régimen estacionario, en régimen dinámico y la demanda total para todos los días de la temporada de calefacción. Con todo ello se pretende dar una visión general sobre aquella carga que se ha de aportar debida a cada régimen, ya que se ha de tener en cuenta el concepto de inercia térmica al estudiar una instalación de calefacción en régimen intermitente.

Con todos estos estudios se especificará la bomba de calor para la temperatura de equilibrio. Todo ello se tendrá en cuenta para seleccionar la máquina adecuada, siendo ésta acorde con los resultados obtenidos. Una vez seleccionada la bomba de calor, la cual será de tipo aire-agua, se realizará el estudio económico. Se analizará así la viabilidad del proyecto, utilizando maquinaria actualmente presente en el mercado.

El caso de la instalación estudiada, su principal fuente de energía son dos series de ocho **paneles fotovoltaicos híbridos** dispuestos en paralelo. En caso de que dicha fuente de energía no supla las necesidades de la bomba de calor aire-agua instalada, se inyectará directamente electricidad desde la red eléctrica convencional. En el alcance de este trabajo no se contempla el análisis de las fuentes energéticas utilizadas, por lo que para los estudios realizados las fuentes eléctricas no han tenido ninguna influencia. Exclusivamente se ha tenido en cuenta dicha fuente de energía para hallar la carga térmica interna al edificio debida a los equipos.

La bomba de calor aire-agua escogida alimentará el circuito de **suelo radiante** ya instalado. En este proyecto, simplemente se describe de forma general dicha instalación ya que no tiene ninguna influencia directa sobre los cálculos abarcados en

el presente trabajo. Por este motivo, en este caso los cálculos también podrían ser utilizados para una instalación de calefacción mediante fancoil.

1.2. Descripción del sistema: funcionamiento y componentes

En el presente apartado se describen los elementos fundamentales del sistema de calefacción estudiado. En este caso, simplemente se analiza la demanda de calefacción en régimen estacionario y dinámico, y la especificación de la bomba de calor aire-agua. Por lo que dicha explicación no tendrá mayor relevancia que el carácter informativo de ésta, para el conocimiento de los lectores de cuál es el estado actual de la instalación.

Por consiguiente, se describirá de forma sintetizada los distintos elementos que forman la instalación bajo estudio para una mayor comprensión del conjunto. La configuración de esta instalación no influye en la metodología de cálculo especificada en este trabajo, ya que esta sería extrapolable a un sistema de alimentación tanto convencional (red eléctrica convencional) o a un sistema de alimentación por paneles fotovoltaicos.

También los resultados obtenidos serían comunes tanto si se tratase de un sistema de calefacción por suelo radiante, como por fancoil. Ambos sistemas de calefacción, para unas mismas condiciones de contorno, utilizarían la misma bomba de calor aire-agua.

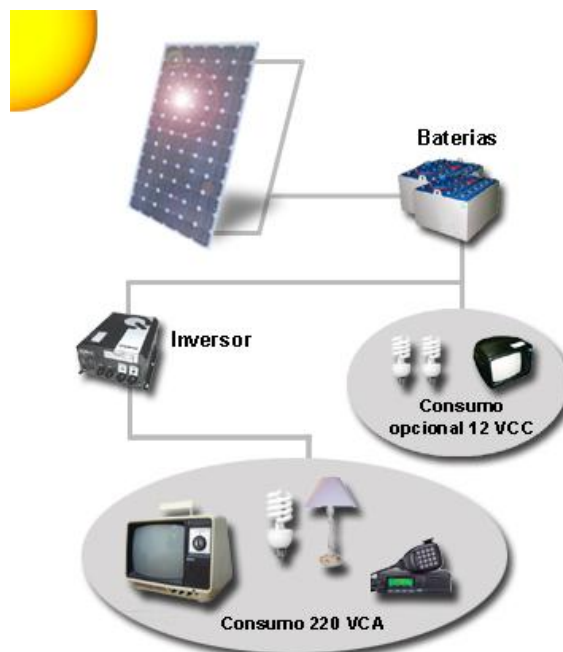


Figura 1. Esquema del sistema eléctrico utilizado, [19]

Para un mayor entendimiento se deberá consultar el Anexo D, el cual caracteriza la instalación realizada con mayor detalle.

➤ Paneles fotovoltaicos híbridos

La principal forma de obtención de energía del sistema de calefacción, mediante suelo radiante analizado, está formado por dos series de ocho **paneles fotovoltaicos híbridos** dispuestos en paralelo, los cuales cada uno posee una potencia de **180 W**. La potencia máxima registrada por el conjunto de los paneles es de 1700 W.

Hasta ahora son conocidas dos tipologías de paneles solares, los módulos fotovoltaicos para generar electricidad y los colectores térmicos para calentar el agua, los cuales formaban dos sistemas independientes. También se conoce la estrecha relación entre el rendimiento de los módulos fotovoltaicos y la temperatura existente en las células fotovoltaicas y la incidencia solar. Al producirse un aumento excesivo de la temperatura ($>50\text{ }^{\circ}\text{C}$), cae el rendimiento de dichas células en un 15 % aproximadamente.

Con los paneles solares híbridos se consigue disminuir ese excesivo aumento de temperaturas del panel fotovoltaico que provoca grandes pérdidas de rendimiento, circulando agua. Esta agua a baja temperatura suele ser utilizada para ACS (AGUA CALIENTE SANITARIA), aunque en dicho caso práctico no se contempla esta función.

Luego, algunas de las principales ventajas de estos paneles son:

- Aumento de la potencia fotovoltaica ($>15\%$).
- Calentamiento de agua para usos industriales, piscinas, sanitarios, calefacción, etc.
- Reducción 50% de espacio en comparación de la realización de dos instalaciones por separado (fotovoltaica y termosolar).
- Prolongación de la vida útil de los módulos, al reducir su temperatura de trabajo.
- Reducción de costes para la producción e instalación de ambos sistemas.
- Menos residuos alcanzado el fin de la vida útil de la instalación.
- Menos impacto ambiental.

- Reducción de peso sobre las cubiertas.
- Mejor integración arquitectónica.
- Precio inferior al de ambos paneles por separado, ya que comparte muchos elementos tales como: vidrio, marco, tapa trasera, etc.

➤ **Regulador de tipo MPPT (controlador por seguimiento del punto de máxima potencia)**

A la salida de dichos paneles solares, hay conectado un **regulador** con el fin de optimizar la carga de las baterías. Una vez que estén cargadas las **dos baterías de 12 V** conectadas en paralelo, el regulador cortará el suministro energético a éstas.

Las etapas de carga de baterías con un regulador solar suelen ser al menos tres. La primera se denomina **Bulk** (carga en bruto), en esta etapa el regulador prácticamente no hace nada ya que a los acumuladores llega la corriente a intensidad máxima en cada momento. Al llegar al 80-90% de carga de la batería pasa a la siguiente etapa.

De no disponer un regulador entre el panel y el acumulador, la fase bulk sería permanente y la tensión-intensidad proveniente de los módulos solares podría destruir la batería por sobrecarga.

La segunda es la de **Absorción**, la tensión permanece constante al nivel que en la fase anterior hasta que lentamente se completa la carga. La intensidad baja progresivamente. Y por último, se explica la fase de **Flotación**, la tensión baja y la intensidad alcanza un valor muy pequeño para compensar la autodescarga.

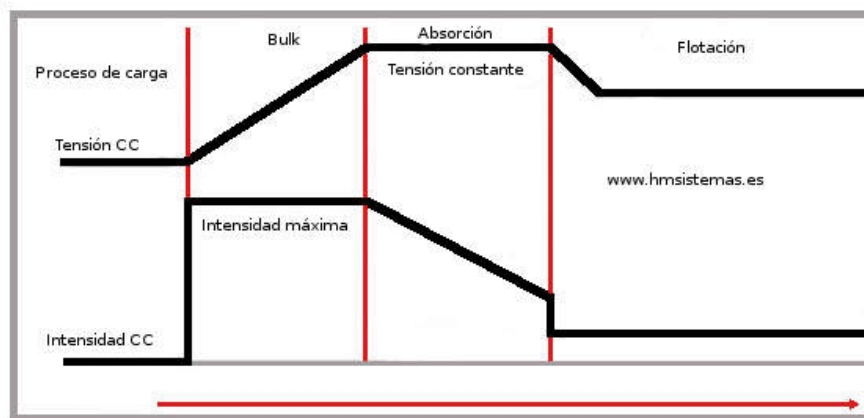


Figura 2. Etapas de carga de baterías, [20]

A continuación se explican los dos tipos de regulador existentes, y las razones por las cuales se escoge el de tipo MPPT:

- Reguladores PWM: actúan como un interruptor entre el conjunto fotovoltaico y las baterías. Al conectar este tipo de regulador, los módulos fotovoltaicos trabajan a la tensión de la batería. Todo ello supone una pérdida de rendimiento respecto al punto de máxima potencia de los módulos. Al llegar a la fase de absorción de la batería el regulador corta parte de la producción de los módulos fotovoltaicos, con el fin de que no se produzca una sobrecarga en dichas baterías.

La principal ventaja de este tipo de regulador es su precio, sencillez y bajo peso. Sin embargo al obtener un rendimiento menor que los reguladores MPPT, hace que se deba utilizar un mayor número de paneles solares.

- Reguladores MPPT: lleva incorporado un seguidor del punto de máxima potencia (Maximum Power Point Tracking = MPPT) y un convertidor CC-CC (de más alta tensión a más baja tensión para la carga de la batería). El MPPT trabaja en la entrada de los módulos fotovoltaicos para obtener la tensión más conveniente, es decir para sacar la máxima potencia o para limitar la potencia en fases de “absorción” y “flotación”.

Luego las principales ventajas que presentan el tipo de regulador escogido frente al anterior son la obtención de un mayor rendimiento, y permite emplear módulos fotovoltaicos incompatibles con los reguladores PWM por cuestiones de incompatibilidad entre la tensión del panel con la de la batería. Además, permite trabajar a mayor tensión en el campo fotovoltaico, disminuyendo caídas de tensión y permitiendo instalar cables de menor sección.

➤ **Inversor de 3.000 W**

Finalmente, parte de la electricidad en corriente continua alimentará a las bombillas dispuestas en la edificación. Y por otro lado, el resto de la energía, será convertida en corriente alterna mediante un **inversor de 3.000 W**.

Dicha corriente convertida alimentará la bomba aire-agua. En caso de la necesidad de una mayor energía a la producida, se inyectará corriente del sistema eléctrico convencional.

➤ **Bomba de calor aire-agua**

En dicha bomba, el fluido exterior del condensador será agua. Sin embargo, el fluido exterior del evaporador será el propio aire externo. Luego la gran ventaja de esta bomba de calor es que el fluido condensante es agua, ya que la capacidad de transporte de este fluido es superior a la del aire. Este matiz se debe a que su calor específico es del orden de cuatro veces superior, su densidad 1.000 veces mayor y su conductividad térmica de un orden de 20 veces superior. Luego, la principal consecuencia es la obtención de un condensador más pequeño y eficiente.

➤ Suelo radiante

Como el calor no puede distribuirse directamente al aire local, una posibilidad es el transporte de dicho fluido mediante una bomba a los puntos de consumo, **fancoil**. En este caso, se instalan intercambiadores de calor agua-aire que transfiere el calor de condensación al aire interior del local. Trabajando de esta forma el agua como un fluido térmico intermedio.

Otra posibilidad sería el sistema de distribución de calor por **radiadores**, la transferencia de calor al aire del local sería por convección natural. Sin embargo, la temperatura de alimentación de agua a los radiadores tendría que ser al menos de 55°C, aumentando la temperatura de condensación hasta los 60°C. Todo ello supone la necesidad de radiadores grandes, los cuales aumentan la temperatura de condensación y hacen reducir la eficiencia de la bomba de calor. De esta manera de produce un aumento de la electricidad a consumir por parte del condensador.

Pero es más conveniente proyectar una instalación de **suelo radiante**, la cual **es la que se va a plantear en dicho trabajo**. En este caso, el calor de condensación impulsado por la bomba centrífuga del condensador, alimentará a una red de tuberías instaladas debajo del piso del local. El aire se transfiere directamente al aire del local a través del piso.

Las grandes ventajas de la instalación de suelo radiante son las siguientes:

- No es necesaria maquinaria para mover el aire (ventiladores).
- El calor se transfiere al piso, calentando el aire de los niveles más bajos del local. De esta manera se calienta la parte más fría del cuerpo humano, los pies.
- El calor se transmite de forma natural hacia las zonas altas del local.
- Para que la sensación de confort sea óptima, la temperatura del agua caliente debe ser de unos 35°C. Luego la temperatura de condensación no supera los 45°C.

El sistema de suelo radiante consta principalmente de una placa de poliestireno moldeado y plastificado, la cual provee a la vivienda de un aislante térmico y acústico complementario. Además, este componente sirve para repartir una tubería de polietileno reticulado “pex” por toda la extensión de suelo habitable en la vivienda.

Esta tubería es la encargada de transportar agua a la temperatura adecuada, calentando una losa de mortero que será el emisor final del sistema. Así se consigue una temperatura ambiente adecuada y uniforme en la vivienda.

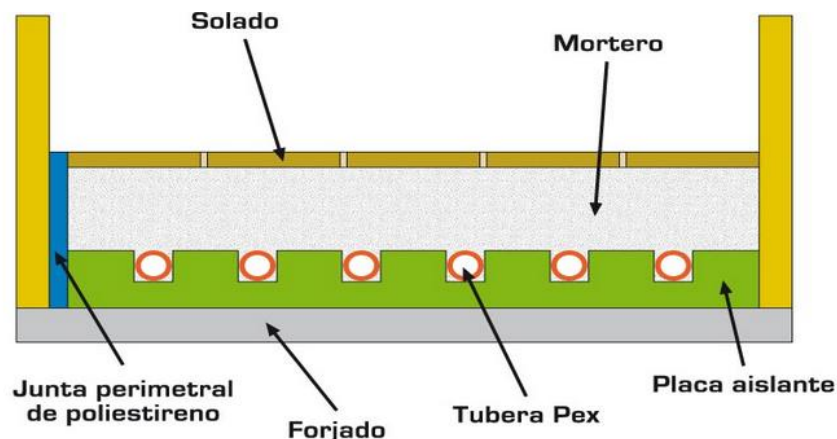


Figura 3. Componentes del suelo radiante, [21]

Por los tubos circula el agua a una temperatura que varía entre los 35 y 45°C, manteniéndose el suelo como anteriormente se ha comentado entre los 18 y los 22°C. Esto supone una gran diferencia en comparación con los sistemas tradicionales de calefacción en los que se quema el combustible a una temperatura mayor a 800°C, para calentar el agua a unos 80°C y mantener el alojamiento a una temperatura media de 20°C. Razón por la cual, se puede decir que estos sistemas convencionales tienen unas mayores pérdidas.

Aunque la instalación escogida para la elaboración del trabajo es la de suelo radiante, también podrían utilizarse las otras dos mencionadas. Igual que se han expuesto estas instalaciones para la calefacción de la vivienda, la cual es la que se va a desarrollar en apartados posteriores, también se pueden plantear las instalaciones desde el punto de vista de la refrigeración (suelo refrescante). Esto se debe a que el tipo de bomba utilizada es de carácter reversible.

1.3. Bomba de calor aire-agua: refrigerante utilizado (R-410 A) y desescarche (válvulas inversoras de cuatro vías)

➤ Refrigerante utilizado (R-410 A)

El refrigerante **R-410 A** es una **mezcla casi azeotrópica**, es decir es una mezcla líquida de dos compuestos químicos que hierven a temperatura constante y que se comportan como si estuviese formado por un sólo componente. Estos dos componentes son el **R-125** y el **R-32**. Al tratarse de un producto no azeótropo, debe transvasarse y cargarse siempre en fase líquida.

Nombre químico	% en peso	Nº . CE
Pentafluoroetano (R-125)	50	206-557-8
Difluorometano (R-32)	50	200-839-4

Figura 4. Componentes del refrigerante R-410 A, [18]

Se trata de un producto químicamente estable, de baja toxicidad y con bajo deslizamiento de temperatura (Glide). El efecto Glide de dicho refrigerante es de menos de 0,3°C.

Se sabe que al utilizarse mezclas de refrigerantes, la temperatura de deslizamiento causa diferentes temperaturas a lo largo del evaporador. Si analizamos el flujo de aire que pasa a través de los tubos del evaporador, podremos observar que a la salida tendremos que hallar una temperatura promedio del aire. Todo esto se debe a que una parte del evaporador está más fría que la otra y por tanto la mezcla de aire tendrá que dar la temperatura promedio que se desee en el ambiente de la misma manera que si pasara a través de los tubos de un evaporador con temperatura constante.

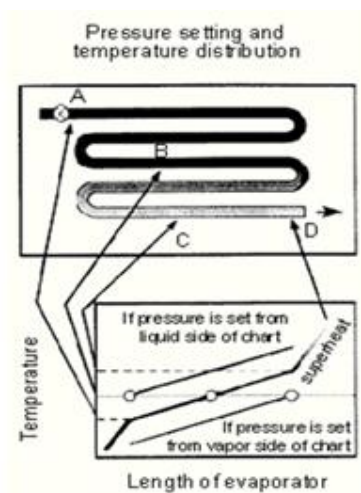


Figura 5. Diferencia de temperaturas a lo largo del evaporador, [22]

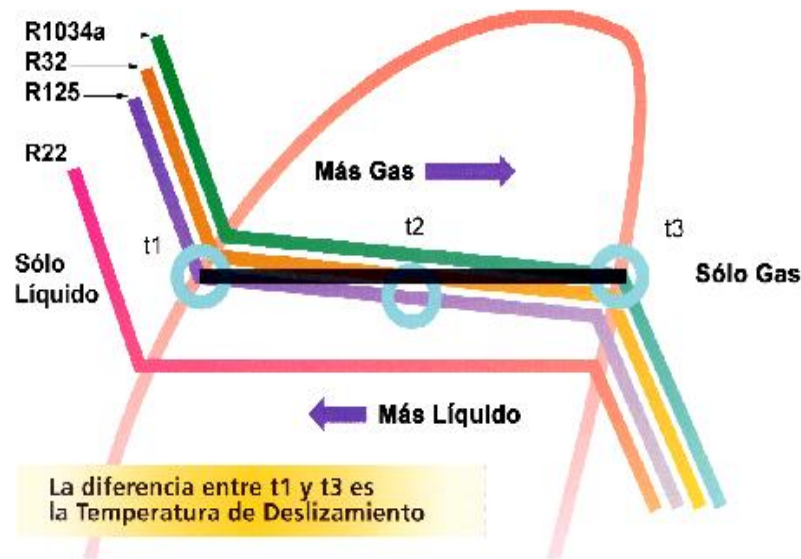


Figura 6. Efecto Glide en distintos refrigerantes, [22]

A pesar de la inflamabilidad del R-32, la formulación de dicha mezcla hace que esta no lo sea e incluso está clasificado como A1 grupo L1. Además, el refrigerante R-410 A tiene una mayor capacidad de refrigeración y presiones más elevadas que el R-22.

La destrucción del ozono, el denominado **ODP (o PDO) es de cero**. Esto se debe a que se trata de un HFC, los cuales no destruyen el ozono. Dicho refrigerante sustituyó al R-22, un HCFC el cual provoca la destrucción del ozono y tiene un ODP de 0,03.

Sin embargo el potencial efecto invernadero directo (PEID o OWP), la cual es una propiedad del refrigerante y mide sus efectos cuando se produce una fuga de refrigerante estando o no la máquina en funcionamiento, es de 3.500 Kg de CO₂ emitidos a la atmósfera en 20 años y de 1.200 kg a 100 años.

A continuación se muestran las propiedades físicas de dichas sustancia y la gráfica comparativa de temperaturas vs presión de los refrigerantes R-22 y R-410 A.

PROPIEDADES FÍSICAS		R-410A
Peso molecular	(g/mol)	72.6
Temperatura ebullición (a 1,013 bar)	(°C)	-51.58
Deslizamiento temperatura de ebullición (a 1,013 bar)	(K)	0.1
Temperatura crítica	(°C)	72.13
Presión crítica	(bar abs)	49.26
Densidad crítica	(Kg/m³)	488,90
Densidad del líquido (25°C)	(Kg/m³)	1062
Densidad del líquido (-25°C)	(Kg/m³)	1273
Densidad del vapor saturado (25°C)	(Kg/m³)	4,12
Presión del vapor (25°C)	(bar abs)	16.5
Presión del vapor (-25°C)	(bar abs)	3.30
Calor de vaporización a punto de ebullición	(KJ/Kg)	276
Calor específico del líquido (25°C)	(KJ/Kg K)	1.84
Calor específico del vapor (25°C) (1 atm)	KJ/Kg K)	0.83
Conductibilidad térmica del líquido (25°C)	(W/mK)	0.088
Conductibilidad térmica del vapor (25°C) (1 atm)	(W/mk)	0.013
Solubilidad con el agua (25°C)	ppm	despreciable
Límite de inflamabilidad	(% vol.)	Ninguno
Toxicidad (AEL)	ppm	1000
ODP	-	0
GWP	-	1890

Figura 7. Propiedades físicas del refrigerante R-410 A, [18]

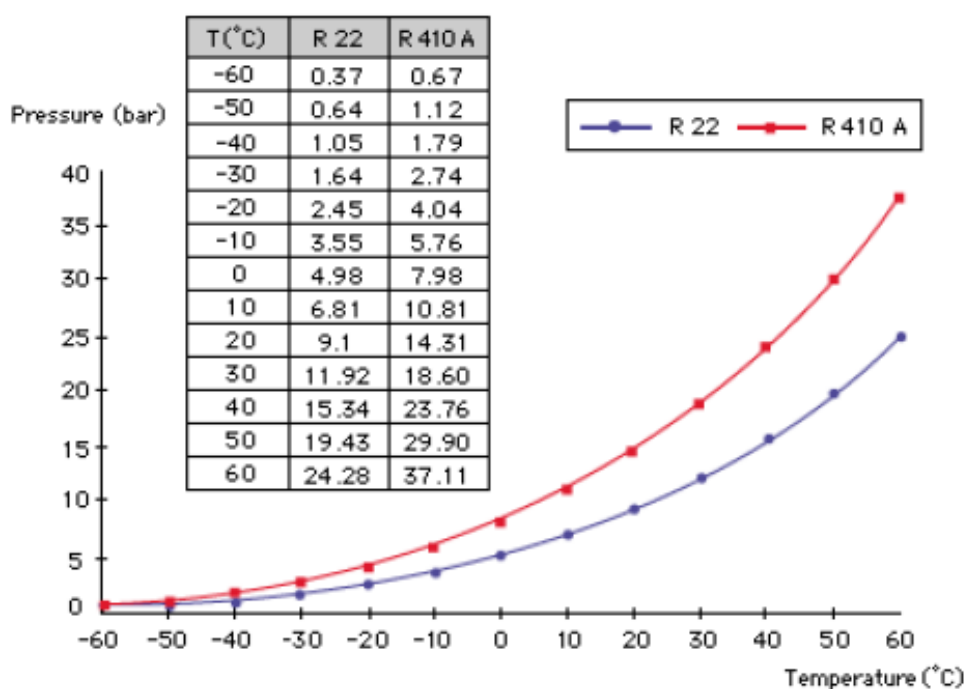


Figura 8. Gráfica comparativa temperatura/presión R-22 - R-410 A, [18]

NOTA: Su diagrama de Mollier se adjuntará en el Anexo B.

➤ **Desescarche (válvulas inversoras de cuatro vías)**

Este tipo de válvulas tienen cuatro conexiones ligadas a la aspiración y descarga del compresor, al evaporador y al condensador. La circulación del gas por estos 3 dispositivos mencionados se modifica según la acción de la bobina.

De esta forma, con la bobina en estado de reposo el compresor aspira los gases del evaporador y comprime hacia el condensador. Sin embargo con la bobina excitada el circuito queda alterado, el compresor aspira del condensador y comprime sobre el evaporador. Al producirse la desconexión de la bobina, se produce el retorno al circuito normal inicial.

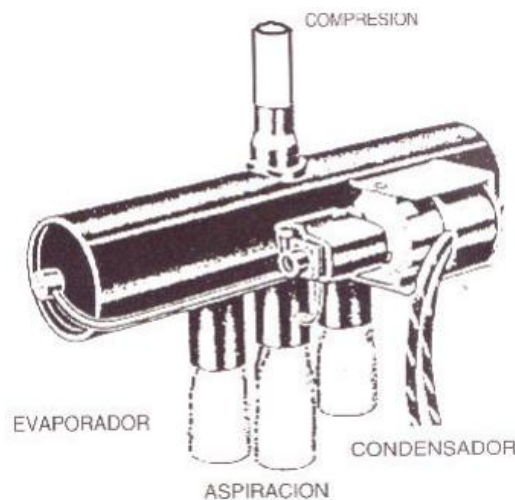


Figura 9. Válvula inversora de cuatro vías, [23]

En ocasiones, el enfriamiento del aire exterior al pasar por el evaporador puede ocasionar la condensación de parte del vapor de agua que contiene. A partir de una temperatura del aire de 3°C, la temperatura de evaporación del fluido termodinámico pasa a ser inferior a los 0°C. De esta manera el agua condensada pasa a ser hielo. Así, la capa de escarcha dificulta la transferencia térmica y provoca un aumento en la diferencia de temperaturas entre el fluido termodinámico que se evapora y el aire.

Se recurre entonces a la inversión del ciclo para eliminar dicha escarcha, mediante la maniobra de la válvula de cuatro vías. El intercambiador de calor exterior que tenía la función de evaporar en el ciclo de calefacción, se convierte en condensador. Permite así el calor liberado fundir la escarcha depositada. Durante este proceso el calor es extraído del interior del recinto y para evitar que el aire reciclado sea insuflado a una temperatura demasiado baja, las revoluciones del ventilador de la unidad interior se reducen al mínimo.

Existen dos metodologías con las que se puede controlar el proceso de desescarche:

Al constatar una presencia de escarcha, esperar a que se forme una capa de suficiente espesor para proceder al desescarche. Con este método se mide la pérdida de carga del aire exterior tras su paso por el evaporador, aumentando esta al ir creciendo la capa de escarcha. A partir del alcance de un cierto valor de pérdidas, se acciona el mecanismo inversor del ciclo.

Proceder al proceso de secuencias sistemáticas de desescarche en el momento que el agua condensada exterior pueda convertirse en hielo.

El final del ciclo de desescarche puede medirse de dos maneras:

- A través de la medida de la temperatura del intercambiador exterior.
- Midiendo la presión del fluido termodinámico en el intercambiador exterior (es decir, el condensador en el periodo de desescarche).

Como nota final, se ha de advertir de la necesidad de un desagüe con el fin de evacuar el agua resultante del desescarche de la unidad exterior.

2. Condiciones de diseño

2.1. Descripción del edificio

La instalación referenciada se localiza en La Poveda (Arganda del Rey), en los laboratorios de investigación del Instituto de Ciencia de la Construcción Eduardo Torroja (CSIC). Dicho esto, todos los cálculos adjuntos en apartados posteriores han sido ejecutados con los datos propios de dicha instalación. Por lo cual, todos los resultados obtenidos podrán ser exportados a otros casos prácticos cambiando todas las condiciones de cálculo específicas de dicho ejemplo.

En cuanto a las **dimensiones de la edificación**, se ha de decir que el total de su **superficie** es de **24,55 m²** y su **altura media** es de **3,2 m**. Únicamente consta de una sola planta situada al mismo nivel que la vía pública, y además queda dividida en dos estancias de iguales dimensiones. La estancia denominada número 1, contiene una ventana y una puerta. La restante, tiene instaladas dos ventanas.

Las dimensiones utilizadas en cálculos posteriores con el fin de obtener las cargas térmicas del edificio se especifican a continuación:

Tabla 1. Áreas de transferencia de las superficies características de la vivienda

SUPERFICIE	ÁREA [m²]
Muros de fachada	61,88
Techo (proyección en la horizontal)	24,55
Ventanas de doble acristalamiento:	
- Ventanas de vidrio	2,4
- Marco interior de aluminio	0,84
- Marco exterior de aluminio	1,84
Puerta exterior	1,82
Suelo	24,55

Quedan así especificadas las dimensiones generales del edificio, pudiendo ser consultadas con mayor detalle en los planos adjuntos en el anexo E de este proyecto. En dicho anexo también se especifica la orientación de la instalación.

2.2. Datos geográficos y climatológicos

El edificio analizado se encuentra localizado, como hemos expuesto en el apartado anterior, en Arganda del Rey (Madrid). Los datos climatológicos y geográficos de dicha ciudad son los siguientes:

Tabla 2. Datos geográficos y climatológicos

POBLACIÓN	ARGANDA DEL REY
LATITUD	40° 18' 2" N
ALTITUD	613 m
TEMPERATURA SECA MÍNIMA EXTERIOR	- 8,54 °C

Para la determinación de la temperatura seca mínima se ha extraído la información de las temperaturas medidas cada 10 minutos en el laboratorio para todos los días de cada mes de calefacción.

Se ha comparado dicha temperatura con la propuesta en la guía de “*Ahorro y eficiencia energética en climatización*” del Ministerio de Industria, Turismo y Comercio del gobierno de España. En dicha guía la temperatura mínima de bulbo seco es de - 8,6°C, por lo que se asemeja en gran medida a la obtenida experimentalmente.

La media de los datos mensuales de temperaturas medidas durante toda la temporada de calefacción, aportados por el IETCC, son:

Tabla 3. Valores medios mensuales de temperatura

Valores medios mensuales en La Poveda (Arganda del Rey)	T [°C]
Noviembre 2011	10,96
Diciembre 2011	5,52
Enero 2012	5,18
Febrero 2012	5,01
Marzo 2012	11,29
Abril 2012	11,76

Dichas temperaturas han sido obtenidas como el promedio de todas las temperaturas medias diarias correspondientes a un mes. Los valores de temperatura exterior recogidos durante toda la temporada de calefacción se adjuntan en el ANEXO A.

Las condiciones exteriores con las que se han de calcular las cargas térmicas, las proporcionan las *normas UNE 100001 y UNE 100014*. Se considera que el recinto a climatizar **no es un centro de cálculo**, si no que se trata de una **vivienda estándar**, ya que la pretensión de este estudio es la simulación de una vivienda típica española. Por lo que el percentil en temperatura seca de invierno será de 97,5%.

Periodo de calefacción:

- Zona climática: D/Y
- Temperatura seca exterior (Text): -3,7°C
- Humedad relativa (HR%): 84%
- Temperatura del terreno (Tt): 6°C, siguiendo el *NBE-CT-79, artículo 14*.
- Velocidad media del viento (V): 4,4 m/s=15,84 Km/h

2.3. Condiciones interiores de cálculo

Se realizarán primero los cálculos de las **cargas térmicas por conducción y convección del edificio con los datos proporcionados por las normas UNE 100001 y UNE 100014 para el periodo de calefacción**. En un principio se podría plantear dicho cálculo para la temperatura de equilibrio, pero debido a que la carga térmica considerando el régimen permanente y el régimen dinámico queda por debajo de la bomba aire-agua de menos potencia encontrada, la especificación de la bomba se realizará teniendo en cuenta la temperatura de -3,7°C indicada por la norma anteriormente nombrada. Dicha elección se explicará detalladamente en el apartado “Especificación de la bomba de calor aire-agua”.

Con los señalados cálculos se obtendrá la carga térmica total en condiciones estacionarias. Posteriormente se analizará dicha instalación teniendo en cuenta las condiciones dinámicas, es decir calculando su inercia térmica.

Las condiciones de confort en el interior del habitáculo para la época de calefacción se muestran a continuación:



Tabla 4. Condiciones de confort, [1]

ESTACIÓN	TEMPERATURA OPERATIVA °C	HUMEDAD RELATIVA %
INVIERNO	21	40-55

Dichas temperaturas y humedades han sido obtenidas del *RITE* (Tabla 1.4.1.1 Condiciones interiores de diseño).

3. Cálculo de cargas térmicas en régimen estacionario

Una vez recogidos los datos de las temperaturas exteriores durante los meses de calefacción del año 2011-2012 y las temperaturas interiores y humedad podemos proceder al cálculo de las cargas térmicas.

Para este cálculo de cargas se realizará antes una clasificación de éstas. Así podemos diferenciar:

- **Cargas de transmisión:** pueden producirse a través del techo, del suelo, de las paredes, de puertas y ventanas.
- **Otras cargas:** dentro de este tipo podemos distinguir:
 - Internas al edificio: las cuales pueden deberse a las personas que se encuentren en su interior, al alumbrado, a la transmisión de calor de motores y electrodomésticos.
 - Externas al edificio: como son la ventilación voluntaria o involuntaria, y además la producida por la radiación solar.

Hipótesis 1: En el caso bajo estudio **no se tendrá en cuenta el cálculo de la carga térmica producida por la radiación solar**. Por este motivo, no se ha introducido los efectos de la radiación en el presente apartado, pero tampoco en los cálculos para hallar la demanda suplementaria debida a la inercia térmica.

3.1. Cargas térmicas de transmisión

Datos preliminares:

Primero se indica la zona climática escogida, en este caso la vivienda analizada se localiza en Arganda del Rey, situada en la zona climática D3. Como el desnivel de esta población con respecto a Madrid es menor de 200 m, tendrá la misma zona climática que la capital. Todos estos datos se han obtenido del *Documento Básico HE*.

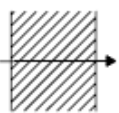

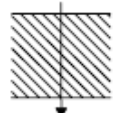
Sabiendo la zona climática a la cual pertenece podremos señalar las transmitancias térmicas máximas correspondientes a los cerramientos y particiones interiores de la envolvente térmica U en W/m^2K :

Tabla 5. Transmitancia térmica máxima de cerramientos y particiones interiores de la envolvente térmica U en W/m^2K , [1]

Cerramientos y particiones interiores	ZONAS D
Muros de fachada, particiones interiores en contacto con espacios no habitables. Primer metro del perímetro de suelos apoyados sobre el terreno y primer metro de muros en contacto con el terreno.	0,86
Suelos	0,64
Cubiertas	0,49
Vidrios y marcos	3,50
Medianeras	1,00

También se encuentra indicada la resistencia térmica interior y exterior de convección en dicho documento:

Tabla 6. Resistencias térmicas superficiales de cerramientos en contacto con el aire exterior en m^2K/W , [1]

Posición del cerramiento y sentido del flujo de calor		Rse	Rsi
Cerramientos verticales o con pendiente sobre la horizontal $>60^\circ$ y flujo horizontal		0,04	0,13
Cerramiento horizontal o con pendiente sobre la horizontal $\leq 60^\circ$ y flujo ascendente		0,04	0,10
Cerramientos horizontales y flujo descendente		0,04	0,17

El cálculo de los coeficientes k de transmisión serán obtenidos de acuerdo a la *Norma Básica NBE-CT-79*, sobre condiciones térmicas en los edificios. Concretamente, en el anexo 2 de dicha normativa, describe la ecuación que se ha de aplicar para el cálculo de cerramientos compuestos.

$$\frac{1}{U} = \sum \frac{L_i}{\lambda_i} + \left(\frac{1}{h_1} + \frac{1}{h_e} \right) \quad (1)$$

Siendo:

- U = coeficiente de transmisión.



- L_i = espesor de la componente i-ésima del cerramiento.
- λ_i = conductividad térmica de la componente i-ésima del cerramiento.
- $\frac{1}{h_i}$ = resistencia térmica superficial interior.
- $\frac{1}{h_e}$ = resistencia térmica superficial exterior.

Cálculo de resistencias térmicas y coeficientes de transmisión de los distintos componentes de la vivienda:

a. Resistencia térmica de los muros de la fachada

Se enumeran en la siguiente tabla los componentes que forman dicho elemento desde el interior del cerramiento al exterior:

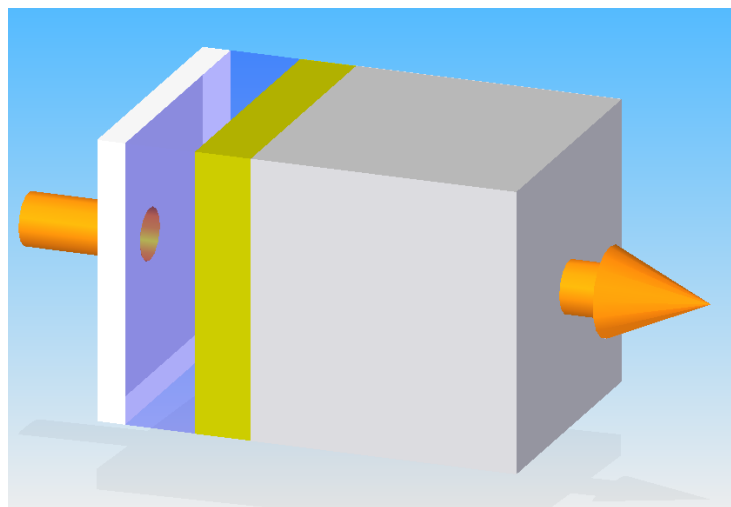


Figura 10. Muro de la fachada

Tabla 7. Materiales y propiedades del muro de fachada

Material	L_i (mm)	λ_i (W/m°C)	$R_i = L_i / \lambda_i$ (m²°C/W)
Enlucido de yeso	20	0,30	0,07
Cámara de aire	50	0,023	2,17
Aislante térmico poliestireno expandido de tipo V	40	0,033	1,21
Pantalla antivapor de aluminio	4	-	-
Bloque de hormigón	190	1,63	0,12
$\sum R_i$	-	-	3,57

Las diferentes conductancias térmicas de los materiales se han obtenido del NBE-CT-70, del apartado 2.7 “Conductividades térmicas de materiales empleados en cerramientos”.

Por lo que aplicando la fórmula (1) desarrollada con anterioridad y conociendo las distintas resistencias de convección de un cerramiento dispuesto verticalmente, se puede hallar la conductancia en régimen permanente del muro:

$$R_{si} = \frac{1}{h_i} = 0,13 \text{ m}^2\text{°C/W}$$

$$R_{se} = \frac{1}{h_e} = 0,04 \text{ m}^2\text{°C/W}$$

Finalmente, se obtiene una conductancia para dicho componente en régimen permanente con el siguiente valor:

$$U_{\text{muros fachada}} = \frac{1}{R_{\text{tot}}} = 0,27 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{°C}} < U_{\text{lim muros fachada}} = 0,86 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{°C}}$$

Se comprueba que la conductancia obtenida es menor que la indicada para un muro de fachada por el documento básico HE.

b. Resistencia térmica del techo

Debido a la estructura de algunos componentes del techo de formas complejas, es decir no planas, aumenta la dificultad de cálculo de la carga térmica por transmisión del techo. Por lo que una vez descritos los elementos de los que se compone dicha estructura, pasaremos a calcular un volumen equivalente. Este volumen equivalente corresponderá a un prisma rectangular de igual volumen a la geometría más compleja.

Como hemos dicho, primero serán descritos los elementos de los que se compone el techo en la realidad desde el interior de la vivienda al exterior:

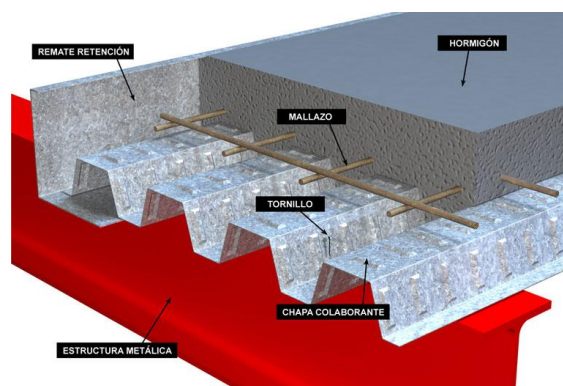


Figura 11. Materiales del techo de la vivienda, [24]

Tabla 8. Materiales y propiedades del techo de la vivienda

Material	L_i (mm)	λ_i (W/m°C)
Enlucido de yeso	20	0,30
Cámara de aire	30	0,023
Perfil IPE 160	160	58
Cámara de aire del perfil IPE 160 (en el alma)	145,2	0,023
Cámara de aire entre perfil y chapa colaborante	0-0,7	0,023
Chapa colaborante de acero galvanizado	1,2	58
Hormigón (armado)	100-170	1,63
Mallazo	-	58
Poliestireno (tipo V)	70	0,033
Láminas bituminosas	10	0,19

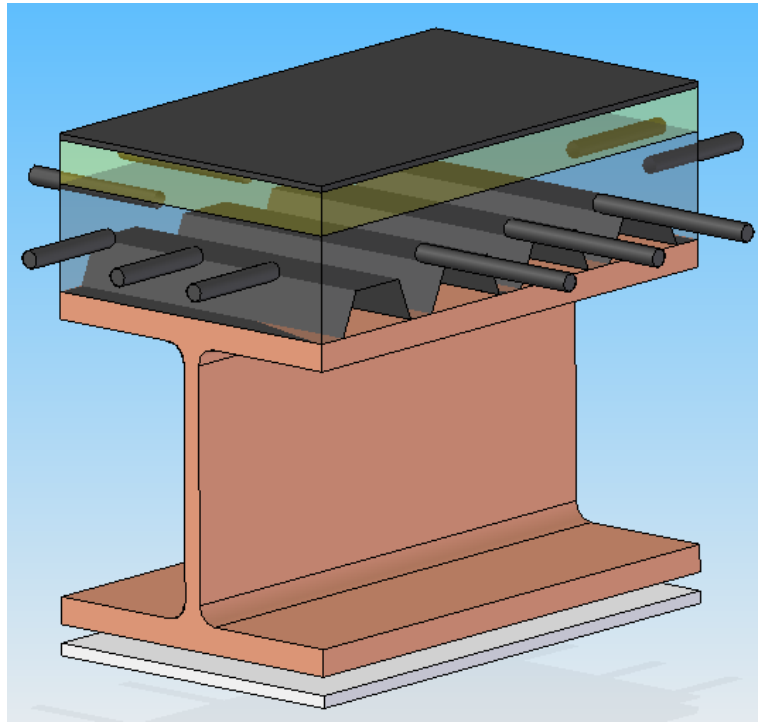


Figura 12. Disposición real del techo de la vivienda

El mallazo de reparto tiene la misión de evitar la fisuración por efecto de la retracción y la temperatura. Además con la estructura de este forjado con respecto al convencional se obtiene una alta relación resistencia-peso.

Las láminas bituminosas tienen el fin de permeabilizar el tejado de nuestro edificio. Las láminas que normalmente se aplican a este tipo de soluciones suelen ser de betún modificado, con armaduras de fibra de vidrio o poliéster, láminas de caucho, láminas de PVC o láminas de poliolefínicas (FPO).

Hipótesis 2: Además, la estructura del techo contiene bloques metálicos que actúan como puentes térmicos. Dichos **puentes térmicos no serán calculados** debido a su elevada complejidad.

Como hemos podido observar, en la anterior tabla de componentes y en la representación gráfica, la cámara de aire y el hormigón variarán su grosor dependiendo en el punto del perfil de la chapa colaborante que nos encontremos. Por esta razón se hallará el área de un rectángulo de hormigón y de la cámara de aire equivalente al área real que queda por encima y por debajo del perfil.

Para hallar estas áreas equivalentes necesitamos los datos dimensionales de la chapa colaborante y del perfil IPE 160, del cual se adjuntan sus dimensiones en la figura 14:

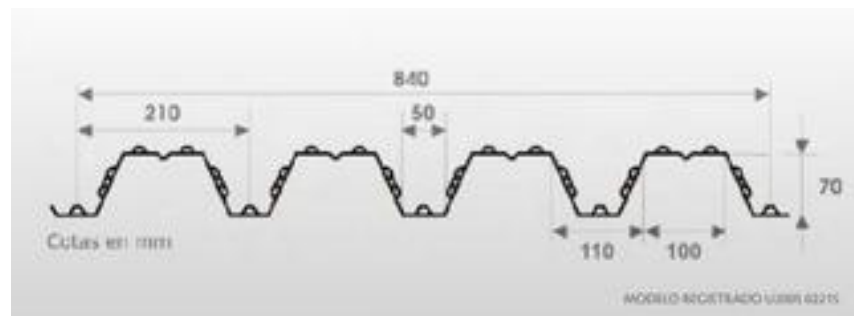
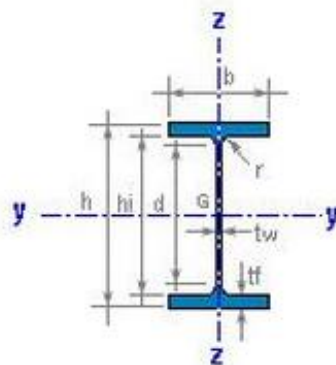


Figura 13: forjado colaborante de INCOPERFIL (CATÁLOGO), [24]

IPE 160



$h = 160 \text{ mm}$	$r = 9 \text{ mm}$
$b = 82 \text{ mm}$	$d = 127.2 \text{ mm}$
$tw = 5.0 \text{ mm}$	$hi = 145.2 \text{ mm}$
$tf = 7.4 \text{ mm}$	

$A = 20.1 \text{ cm}^2$	$M = 15.8 \text{ kg/m}$
-------------------------	-------------------------

$I_y = 869 \text{ cm}^4$	$I_z = 68 \text{ cm}^4$
$W_y = 108.7 \text{ cm}^3$	$W_z = 16.7 \text{ cm}^3$
$W_{ply} = 123.9 \text{ cm}^3$	$W_{plz} = 26.1 \text{ cm}^3$
$i_y = 6.58 \text{ cm}$	$i_z = 1.84 \text{ cm}$
$I_t = 3.5 \text{ cm}^4$	$I_w = 3977 \text{ cm}^6$

$S_y = 61.9 \text{ cm}^3$	$Avz = 9.66 \text{ cm}^2$
$s_y = 14.0 \text{ cm}$	

$AL = 0.623 \text{ m}^2/\text{m}$	$AG = 39.47 \text{ m}^2/\text{t}$
-----------------------------------	-----------------------------------

Figura 14. Dimensiones perfil IPE 160, [25]

Hipótesis 3: Sin embargo como $R = \frac{e}{\lambda}$, si se hallara el área equivalente tanto de la chapa colaborante como la del perfil, obtenemos un valor de resistencia térmica de transmisión muy bajo. Luego al hallar el coeficiente de transmisión de dichos elementos éste será muy elevado, por este motivo no se tendrá en cuenta estos dos elementos para los cálculos. Tampoco tendremos en cuenta por las mismas razones el mallazo.

Primero se calculan las áreas equivalentes de las distintas cámaras de aire. La primera es el área formada por la cavidad de aire entre el enlucido de yeso y el perfil IPE 160, además de la cámara de aire que queda a los lados del alma del perfil.

$$e_{C.Aire1} = 30 + 145 = 175 \text{ mm}$$

Por otro lado, se debe calcular la cámara de aire que queda entre el perfil y las corrugaciones de la chapa colaborante.

$$A_{\text{corrugación aire}} = 100 \cdot 70 + 2 \left(\frac{1}{2} \cdot 70 \cdot 30 \right) \text{ mm}^2$$

Y como se sabe que 840 mm de longitud de techo contienen 4 corrugaciones, luego en 3.180 mm se hallarán 15,14 áreas de corrugaciones.

$$A_{C.aire2} = [100 \cdot 70 + 2(1/2 \cdot 70 \cdot 30)] \cdot 15,14 = 137.77 \text{ mm}^2$$

Luego, esta área se ha de repartir en la longitud del techo de 3.180 mm.

$$e_{C.aire2} = \frac{137.77 \text{ mm}^2}{3180 \text{ mm}} = 43,33 \text{ mm}$$

Por otro lado, se calculan los espesores equivalentes de las distintas zonas que contienen hormigón. Así, las zonas que se encuentran encima de las corrugaciones, donde se encuentra vertido el hormigón su área equivalente será:

$$A_{\text{Hormigón1}} = [50 \cdot 70 + 2(1/2 \cdot 70 \cdot 30)] \cdot 15,14 = 84.784 \text{ mm}^2$$

Por lo que al repartir el área a lo largo de la longitud del techo nos queda un espesor equivalente de:

$$e_{\text{Hormigón1}} = \frac{84.784 \text{ mm}^2}{3180 \text{ mm}} = 26,66 \text{ mm}$$

Y por último, el espesor equivalente del hormigón que queda por encima de las corrugaciones hasta el aislante (poliestireno), será:

$$e_{\text{Hormigón2}} = 100 \text{ mm}$$

Por lo que tras las simplificaciones debidas al cálculo de espesores equivalente y al desprestigiar ciertas capas de material, obtenemos la siguiente composición del techo. Dicho esto, se debe aclarar que está formado por capas homogéneas de material sin las formas de las corrugaciones explicadas anteriormente.

Tabla 9. Materiales y propiedades del techo de la vivienda (simplificado)

Material	L_i (mm)	λ_i (W/m°C)
Enlucido de yeso	20	0,30
Cámara de aire 1 y 2	218,33	0,023
Hormigón 1 y 2	126,6	1,63
Poliestireno (tipo V)	70	0,033
Láminas bituminosas	10	0,19

Se puede decir que este caso se puede hallar mediante de el concepto convección natural, ya que al no encontrarse forzado el viento, la velocidad de éste será cero.

$$Re = \frac{\rho \cdot v_{forzada} \cdot L_c}{\mu} = 0 \quad (2)$$

Nos podemos encontrar ante los siguientes casos:

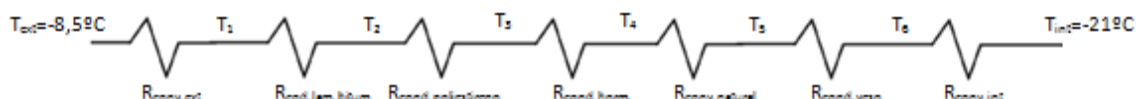
$$\frac{Gr_L}{Re_L^2} \leq 0,1 \rightarrow Nu = f(Re, Pr) \rightarrow \text{convección forzada}$$

$$\frac{Gr_L}{Re_L^2} \geq 10 \rightarrow Nu = f(Gr, Pr) \rightarrow \text{convección libre}$$

$$\frac{Gr_L}{Re_L^2} \leq 0,1 \rightarrow Nu = f(Re, Pr) \rightarrow \text{convección libre} + \text{forzada}$$

Por lo que como se ha calculado el número de Reynolds y éste es cero, dicha relación tenderá a infinito. Por lo que se puede decir que se tratará de convección libre o natural.

Ahora se debe comprobar si se trata de un caso de convección natural, en la cámara de aire del techo, o si solamente nos encontramos ante un caso de conducción.



En esta primera comprobación se trata como si fuese un caso de convección libre en recintos cerrados y cavidad rectangular horizontal:

Tabla 10. Propiedades del aire

PROPIEDADES DEL AIRE	
Difusividad térmica	$\alpha_a = 20,8 \cdot 10^{-6} m^2/s$
Conductividad térmica	$\lambda_a = 0,023 W/(m \cdot K)$
Densidad	$\rho_a = 1,1 kg/m^3$
Viscosidad dinámica	$\mu_a = 184,6 \cdot 10^{-7} N \cdot s/m^2$
Poder calorífico	$C_{pa} = 1007 J/(kg \cdot K)$

Estas propiedades del aire son las que corresponden a la temperatura de dicho fluido, que se encuentra en la cámara equivalente de aire calculada.

Se calcula el número de Rayleigh:

$$Ra_a = \frac{g \cdot \beta_a \cdot (T_5 - T_4) \cdot e_a^2}{\nu_a \cdot \alpha_a} \quad (3)$$

Como no conocemos las temperaturas 4 y 5 haremos una estimación:

$$T_4 \cong \frac{\bar{T}_{aire} + T_{ext}}{2} = \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{T_{ext} + T_{int}}{2} + T_{ext} \right) = 2,48^\circ C = 275,63 K$$

$$T_5 \cong \frac{\bar{T}_{aire} + T_{int}}{2} = \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{T_{ext} + T_{int}}{2} + T_{int} \right) = 14,83^\circ C = 287,98 K$$

Además se ha de saber que:

$$g = 9,81 m/s^2$$

$$(\beta_a \text{ líquido} = \text{tablas})$$

$$\beta_{a \text{ gas}} = \frac{1}{T_{propiedades \text{ aire}}} = \frac{1}{\bar{T}_{aire}} = \frac{1}{\frac{T_{ext} + T_{int}}{2}} = 3,55 \cdot 10^{-3} K^{-1}$$

$$\nu_a = \frac{\mu_a}{\rho_a} = 1,59 \cdot 10^{-5} m^2/s \quad (4)$$

Por lo que obtendremos un coeficiente de transmisión:

$$U_{techo \text{ invierno}} = \frac{1}{R_{tot}} = 0,21 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} < U_{lim \text{ cubiertas}} = 0,49 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

Luego:

$$Ra_a = \frac{g \cdot \beta_a \cdot (T_5 - T_4) \cdot e_a^2}{\nu_a \cdot \alpha_a} = \frac{9,81 \cdot 3,55 \cdot 10^{-3} \cdot (287,98 - 275,63) \cdot 0,218^2}{1,589 \cdot 10^{-5} \cdot 20,8 \cdot 10^{-6} m^2/s}$$

$$Ra_a = 6,18 \cdot 10^7$$

Como el valor obtenido está comprendido entre $3 \cdot 10^5$ y $7 \cdot 10^9$, se utilizará la correlación de Globe y Drapkin:

$$\overline{Nu}_L = \frac{\bar{h} \cdot L}{k} = 0,069 \cdot Ra_L^{\frac{1}{3}} \cdot Pr^{0,074} = 26,86 \quad (5)$$

$$Pr = \frac{\nu_a}{\alpha_a} = \frac{\mu_a \cdot C_{pa}}{k_a} = 0,808 \quad (6)$$

Una vez obtenido el Nusselt, podemos pasar a calcular el coeficiente de convección natural:

$$h_{conv.natural} = \overline{Nu}_L \cdot \frac{k_a}{e_a} = 28,51 \cdot \frac{0,023}{0,218} = 2,83 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (7)$$

Como bien es sabido, en convección natural su coeficiente oscila entre 0,1 y 10. Por esta razón comprobamos que efectivamente se trata de convección natural.

Finalmente calculamos la resistencia total del techo:

$$R_{t\ techo} = \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e} + \frac{e_{lam\ bit}}{\lambda_{lam\ bit}} + \frac{e_{poli}}{\lambda_{poli}} + \frac{e_{horm}}{\lambda_{horm}} + \frac{1}{h_{conv.natural}} + \frac{e_{yeso}}{\lambda_{yeso}}$$

$$R_{t\ techo} = 0,10 + 0,04 + \frac{0,01}{0,19} + \frac{0,07}{0,033} + \frac{0,1266}{1,63} + \frac{1}{2,83} + \frac{0,02}{0,3} = 2,81 \frac{m^2 \cdot ^\circ C}{W}$$

Por tanto el coeficiente global del techo pasará a ser:

$$U_{techo} = \frac{1}{R_{t\ techo}} = 0,356 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} < U_{lim\ cubiertas} = 0,49 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

Se puede observar un coeficiente de transmisión menor al expuesto como límite en el *documento básico HE*.

c. Resistencia térmica de las ventanas de doble acristalamiento

- **Ventana de vidrio**

Este tipo de ventanas queda compuesto por los siguientes materiales:

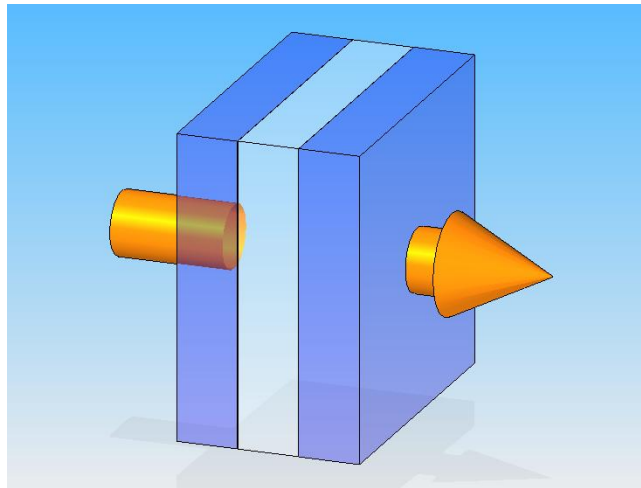


Figura 15. Ventana de vidrio

Tabla 11. Materiales y propiedades de las ventanas de vidrio

Material	L_i (mm)	λ_i (W/m°C)	$R_i = L_i / \lambda_i$ (m²°C/W)
Vidrio	4	0,95	$4,21 \cdot 10^{-3}$
Aire intermedio a baja presión	5	0,027	0,19
Vidrio	4	0,95	$4,21 \cdot 10^{-3}$
$\sum R_i$	-	-	0,20

Como se ha explicado anteriormente, al tratarse de un elemento dispuesto verticalmente y con un flujo de calor horizontal, las resistencias térmicas interior y exterior por convección son:

$$R_{si} = \frac{1}{h_i} = 0,13 \text{ m}^2\text{°C/W}$$

$$R_{se} = \frac{1}{h_e} = 0,04 \text{ m}^2\text{°C/W}$$

Se obtiene por tanto un coeficiente de transmisión para las ventanas, las cuales son todas exteriores, de valor:

$$U_{\text{ventanas exteriores}} = \frac{1}{R_{\text{tot}}} = 2,70 \frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ C} < U_{\text{lim vidrios}} = 3,50 \frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ C}$$

- Marco interior de ventana de aluminio

En dicho apartado se calcula el marco el cual porta a la ventana. El grosor total de la chapa de aluminio, la cual queda dividida en dos partes sujetando el vidrio, es de 50 mm.

Tabla 12. Materiales y propiedades de los marcos interiores de ventana de aluminio

Material	L_i (mm)	λ_i (W/m $^\circ$ C)	$R_i = L_i / \lambda_i$ (m 2 °C/W)
Aluminio	50	204	$2,45 \cdot 10^{-4}$
$\sum R_i$	-	-	$2,45 \cdot 10^{-4}$

$$R_{si} = \frac{1}{h_i} = 0,13 \text{ m}^2 \text{ } ^\circ C / W$$

$$R_{se} = \frac{1}{h_e} = 0,04 \text{ m}^2 \text{ } ^\circ C / W$$

Obtenemos así un coeficiente de transmisión de:

$$U_{\text{marco interior}} = \frac{1}{R_{\text{tot}}} = 5,87 \frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ C}$$

- Marco exterior de ventana de aluminio

El componente indicado queda formado por distintas chapas de diferentes grosores empotradas en la pared. Es aquel elemento que hace la función de raíl para realizar la apertura y cierre de las ventanas. El grosor total de forma aproximada es de 120 mm.

Tabla 13. Materiales y propiedades de los marcos exteriores de las ventanas de aluminio

Material	L_i (mm)	λ_i (W/m ² C)	$R_i = L_i / \lambda_i$ (m ² C/W)
Aluminio	120	204	$5,88 \cdot 10^{-4}$
$\sum R_i$			$5,88 \cdot 10^{-4}$

$$R_{si} = \frac{1}{h_i} = 0,13 \text{ m}^2\text{C/W}$$

$$R_{se} = \frac{1}{h_e} = 0,04 \text{ m}^2\text{C/W}$$

Obtenemos un coeficiente global de transmisión de:

$$U_{marco\ exterior} = \frac{1}{R_{tot}} = 5,86 \frac{W}{m^2\text{C}}$$

d. Resistencia térmica de la puerta exterior

En cuanto a los componentes que forman dicho elemento se describen en la siguiente tabla:

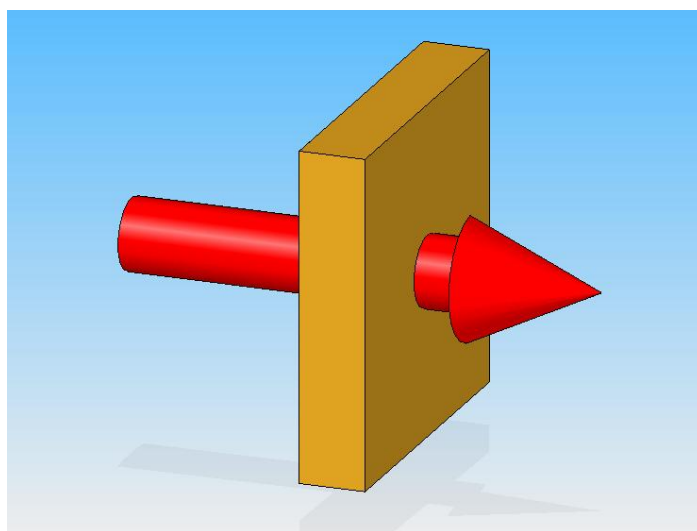


Figura 16. Puerta exterior

Tabla 14. Materiales y propiedades de la puerta exterior

Material	L_i (mm)	λ_i (W/m°C)	$R_i = L_i / \lambda_i$ (m²°C/W)
Contrachapado	40	0,14	0,29
$\sum R_i$	-	-	0,29

Las resistencias térmicas superficiales por estar el componente en contacto con el exterior son las siguientes:

$$R_{si} = \frac{1}{h_i} = 0,13 \text{ m}^2\text{°C/W}$$

$$R_{se} = \frac{1}{h_e} = 0,04 \text{ m}^2\text{°C/W}$$

Por lo que el coeficiente global de transmisión de la puerta obtenido será:

$$U_{puerta\ exterior} = \frac{1}{R_{tot}} = 2,19 \frac{W}{m^2\text{°C}}$$

e. Resistencia térmica del suelo (solera en contacto con el terreno)

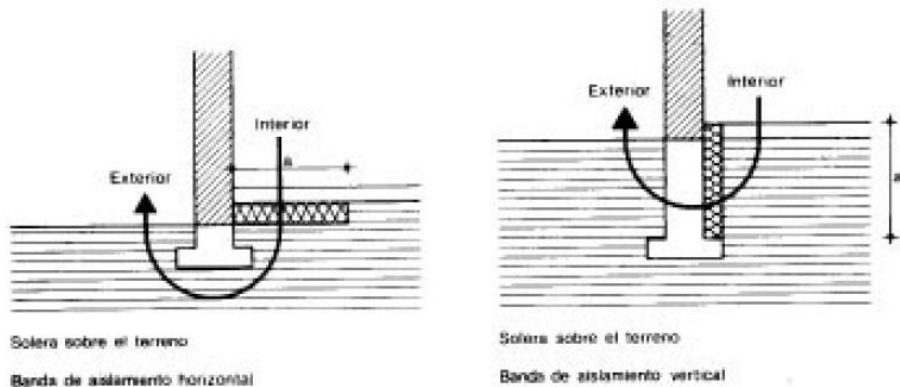


Figura 17. Solera, [2]

El aislante térmico utilizado en la solera es poliestireno expandido de tipo V, con un coeficiente de transmisión igual al que se indica a continuación:

$$k = 0,033 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

El espesor de aislante escogido es de 4 cm, por lo que si calculamos la resistencia térmica de dicho aislamiento obtenemos:

$$R_{aislante} = \frac{e_{ais}}{\lambda_{ais}} = 1,21 \frac{m^2 \cdot ^\circ C}{W}$$

Se consultará la norma básica de edificación *NBE-CT-79*, Anexo II, punto 2.5.2, obtenemos el coeficiente de transmisión térmica lineal k para soleras y muros en contacto con el terreno. Con un ancho de banda de 0,3 m, el coeficiente de transmisión térmica lineal que se obtiene es:

$$k = 1,29 \frac{W}{m \cdot ^\circ C}$$

Ahora obtendremos el coeficiente de transmisión térmica K (el coeficiente de transmisión térmica a través de la superficie):

$$K = k \cdot L \quad (8)$$

Siendo k el coeficiente de transmisión térmica lineal, que es igual al flujo de calor que sale del local por metro de perímetro exterior del terreno considerado, por 1°C de diferencia de temperatura entre el local y el ambiente exterior. Expresaremos este coeficiente en $\left[\frac{\text{W}}{\text{m}^{\circ}\text{C}}\right]$.

Con dicho coeficiente calcularemos la resistencia térmica del suelo:

$$R = \frac{1}{K} \quad (9) \rightarrow U_{\text{suelo}} = \frac{1}{R} = K = k \cdot L = 1,29 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot ^{\circ}\text{C}} \cdot (2 \cdot 3,18 + 2 \cdot 7,72)\text{m} = 28,12 \frac{\text{W}}{^{\circ}\text{C}}$$

Si queremos obtener la carga térmica perdida a través del suelo para una diferencia de temperaturas entre el interior y el exterior concretas, se hallará mediante la siguiente ecuación:

$$q_{\text{suelo}} = U_{\text{suelo}} \cdot \Delta T = K \cdot \Delta T = k \cdot L \cdot \Delta T \quad (10)$$

Por lo que la K engloba el coeficiente de transmisión a través del perímetro de la vivienda considerada. En la tabla 15 queda especificado su cálculo con una temperatura exterior de $-3,7^{\circ}\text{C}$, como indica las normativas UNE 100001 y UNE 100014, y una temperatura interior de 21°C . Para una mayor claridad se adjuntan a continuación dichas operaciones:

$$q_{\text{suelo}} = U_{\text{suelo}} \cdot \Delta T = K \cdot \Delta T = 28,12 \frac{\text{W}}{^{\circ}\text{C}} \cdot (24,7^{\circ}\text{C}) = 694,56 \text{ W}$$

f. Cálculo de cargas térmicas de transmisión en el periodo de calefacción para una temperatura seca exterior de -3,7°C

En el presente apartado se calcula la carga térmica en régimen estacionario para una temperatura de -3,7°C, tal como indica las normativas UNE 100001 y UNE 100014, ya que la especificación de la bomba se realizará a partir de la suma de la carga térmica del régimen estacionario y del régimen dinámico para este día.

En un principio, dicha especificación de la bomba debería ser hallada para la temperatura de equilibrio. En este caso, se realizan las especificaciones de la bomba siguiendo la normativa arriba descrita.

Por tanto, como se ha dicho anteriormente se escogerá un determinado modelo de bomba con los resultados obtenidos para una temperatura de -3,7°C, la cual se alcanza dentro del horario de calefacción. Esta temperatura es alcanzada el día 21 de Febrero del año 2012 a las 7:20 horas. Esta explicación queda recogida de manera más extensa en el apartado 7, "Especificación de la bomba de calor".

Tabla 15. Cálculo de cargas térmicas por transmisión en el periodo de calefacción

Superficie de estudio	Área (m ²)	U (W/(m ² ·°C))	ΔT	$q_{superficie} = U_{superficie} \cdot A_{superficie} \cdot \Delta T$ (W)
Muro de la fachada	61,88	0,27	24,70	412,68
Techo (área proyectada)	24,55	0,36	24,70	218,30
Ventanas				
Vidrios	2,4	2,70	24,70	160,06
Marco interior	0,84	5,87	24,70	121,79
Marco exterior	1,8	5,86	24,70	260,54
Σ ventanas				542,39
Puerta	1,82	2,19	24,70	98,45
Suelo		28,12 m ²	24,70	694,56
Σ TOTAL				1.966,38

3.2. Otras cargas

3.2.1. Internas al edificio

a. Cargas térmicas debidas a las personas

Una persona transmite calor por tres procesos. Por convección, a través del contacto del aire con el cuerpo. También por conducción, mediante el contacto de los pies con el suelo y también debido a los contactos aleatorios con el resto de elementos de la vivienda. Y por último, es transmitido el calor por radiación, es decir radiación entre la piel y las paredes de la vivienda.

Debido a que los cálculos de este tipo de carga resultan muy complejos, se suele estimar que la carga térmica media de una persona es de 100 W. De estos el 60% es calor sensible, el cual produce un aumento de temperatura y el 40% es calor latente, el que provoca un cambio de fase (transpiración).

$$Q_{\text{persona}} = Q_{\text{sensible}} + Q_{\text{latente}} \approx 100W/\text{persona}$$

$$Q_{\text{sensible}} = 0,6 \cdot Q_{\text{persona}}$$

$$Q_{\text{latente}} = 0,4 \cdot Q_{\text{persona}}$$

Aproximadamente el número de personas que va a permanecer en el interior del laboratorio es de tres sujetos. Luego, a modo de aproximación estimamos que la carga térmica para cada individuo es la misma, por lo que obtenemos:

$$q_{\text{personas}} = n_{\text{personas}}^0 \cdot Q_{\text{persona}} = 300W$$

Se debe considerar también el calor emitido al interior del habitáculo cuando una persona realiza la respiración. Primero calcularemos el caudal másico de agua total por hora que es producido por los habitantes del inmueble. En función del resultado obtenido, se estimará o no esta cantidad para la instalación de un deshumidificador.

$$Q_{\text{latente}} = \dot{m}_{\text{agua}} \cdot C_{p\text{ agua}} \Rightarrow \dot{m}_{\text{agua}} = \frac{0,4 \cdot \frac{300J}{s}}{2400 \cdot \frac{10^3J}{Kg}} = 5 \cdot 10^{-5} Kg/s$$

Luego en una hora tendremos:

$$\dot{m}_{\text{agua}} = 5 \cdot 10^{-5} \cdot 3600 = 0,18 Kg/h$$

Podemos despreciar este dato por su pequeña magnitud, por esta cuestión no será necesario instalar ningún aparato deshumidificador de aire. Además, el

evaporador de la propia instalación de climatización hace las veces de deshumidificador.

b. Cargas térmicas debidas a la iluminación

Se considerará en este caso, debido al uso del inmueble, la instalación de una iluminación de tipo alto y medio. Es decir, consideraremos la instalación de dos lámparas fluorescentes de 36 W cada una y otra de 18 W. Por otro lado, se debe tener en cuenta un factor de simultaneidad que intenta representar el grado de utilización de ésta. En este caso se ha escogido un factor de simultaneidad del 75%, ya que el laboratorio requiere una buena iluminación para asegurar unas buenas condiciones de trabajo.

Con todo lo explicado anteriormente, obtenemos el siguiente resultado:

$$q_{iluminación} = \text{Área} \cdot Q_{iluminación} \cdot f_{simultaneidad} = 24,55 \cdot \frac{(36 \cdot 2 + 18)W}{m^2} \cdot 0,75 = 1.657,13W$$

c. Cargas térmicas de equipos. Motores

La carga térmica que es aportada por los equipos es evaluada en función a su consumo eléctrico. Al igual que en el caso anterior, utilizaremos un factor de simultaneidad dependiendo del grado de utilización de cada equipo.

Se explicará brevemente el funcionamiento del sistema eléctrico que compone este proyecto, para entender de una manera más clara las cargas térmicas que los equipamientos aportan al edificio.

El sistema está formado por dos series de ocho paneles fotovoltaicos híbridos dispuestos en paralelo, los cuales tienen una potencia por unidad de 180 W. La potencia máxima registrada por el conjunto de los paneles es de 1.700 W.

A la salida de dichos paneles solares, hay conectado un regulador con el fin de optimizar la carga de las baterías. Una vez que estén cargadas las **dos baterías de 12 V** conectadas en paralelo, el **regulador** cortará el suministro energético a éstas.

Parte de la electricidad en corriente continua alimentará a las bombillas dispuestas en la vivienda. Y por otro lado, el resto de la energía, será convertida en corriente alterna mediante un inversor de 3.000 W.

Así, se han considerado exclusivamente los aparatos con mayor grado de importancia en cuanto a su aporte térmico. Queda expuesta en la siguiente tabla la carga térmica asociada a dichos equipos:

Tabla 16. Carga debida al equipamiento de la instalación

EQUIPAMIENTO	Nº	$Q_{MEDIA} (W)$	$F_{SIMULTANEIDAD}$	$Q_{EQUIPAMIENTO}(W)$
ORDENADORES	3	250	1	750
INVERSOR	1	Pot _{máx entrada C.C.} =3000 W Pot _{máx salida C.A.} =2800 W	1	336 (12% pérdidas)
BATERIAS	2	1200	1	48 (2% pérdidas y 2 baterías)
REGULADOR	1		1	37,5 (2,5% pérdidas)
Σ EQUIPAMIENTO				1.171,5

Se ha de aclarar que para el cálculo del coeficiente global de transferencia en condiciones estáticas no vamos a tener coeficiente de simultaneidad, es decir se le otorga a este coeficiente el valor unidad. La razón es que nos encontraremos ante la situación más crítica, es decir, cuando todos los equipos permanecen encendidos a lo largo del tiempo.

En cuanto al inversor, se obtendrá una potencia máxima de entrada en corriente continua de 3.000 W. En la salida de éste, obtendremos una potencia máxima de 2.800 W en corriente alterna. Las pérdidas producidas por calor en este aparato son del 12%, por lo que se disiparán 336 W.

Por otro lado las baterías serán de 12 V cada una y de intensidad de 100 A, por esta razón la potencia de cada una será de 1,2 kW. Si consideramos que las pérdidas por disipación térmica son del 2% y teniendo en cuenta que hay dos baterías, obtenemos que se transmiten 48 W al ambiente.

Por último, nos falta calcular la emisión térmica del regulador MPPT (controlador por seguimiento del punto de máxima potencia). Se considera que las pérdidas de potencia del regulador están comprendidas entre un 10 y un 1%, en concreto se utilizará una pérdidas del 2,5%. Con este dato, al saber que la potencia máxima entrante es de 3.000W en CC y la mínima es cero, la potencia disipada sería una media de las pérdidas de ambas potencias. Por lo que finalmente se obtiene que la potencia disipada por el regulador es de 37,5W.

3.2.2. Externas al edificio

a. Cargas térmicas debidas a la ventilación voluntaria del inmueble

Esta carga se produce con la renovación de aire diseñada para mantener las condiciones de higiene y también para regular las concentraciones de CO₂ y O₂.

Definimos la carga térmica de ventilación voluntaria como:

$$q_{vv} = \dot{m}_{aire} \cdot C_p \cdot \Delta T \quad (11)$$

Primero se estimará el gasto másico de aire por hora que tiene el inmueble. Suponemos que se trata de una vivienda estándar, por lo que se realizará una renovación por hora. Las dimensiones de la vivienda pueden ser consultadas en el ANEXO E.

$$\dot{m}_{aire} = \frac{V_{inmueble} \cdot \rho_{aire}}{3600s} \quad (12)$$
$$\dot{m}_{aire} = \frac{(3,18 \cdot 7,72 \cdot 2,73)m^3 \cdot 1,293Kg/s}{3600s} = 0.024Kg/s$$

Por tanto, la carga térmica debida a la renovación de aire para la temperatura más baja de la temporada siguiendo la ecuación (11) se muestra a continuación. Dicha temperatura exterior es de -3,7°C, sin embargo la interior se mantendrá en 21 °C.

$$q_{vv} = \frac{0,024Kg}{s} \cdot 1000J/^{\circ}C \cdot Kg \cdot (24,70) = 592,80W$$

b. Cargas térmicas debidas a la ventilación involuntaria del inmueble

Dicha carga se atribuye a las infiltraciones de aire exterior por medio de huecos, rendijas de ventanas, etc. Al ser el cálculo de este tipo de cargas muy complejo debido a la gran variabilidad de los distintos parámetros, se estimará que la carga térmica debida a la ventilación involuntaria es el 30% de la carga debida a la ventilación voluntaria:

$$q_{vi} = 0,3 \cdot q_{vv} = 177,84W$$

3.3. Carga térmica total en estado estacionario

Consideramos nulas las cargas térmicas debidas a las personas, la iluminación y los equipos eléctricos. La carga térmica de personas se puede despreciar debido a que su valor es muy pequeño en comparación a los valores que se están manejando en los cálculos. En el caso de la carga térmica debida a la iluminación y a los equipos eléctricos, tampoco se tendrá en cuenta debido a que los cálculos han sido realizados en base a la estructura de la vivienda.

Por tanto la carga térmica máxima total de calefacción del edificio será la suma de la carga de transmisión y de la carga de ventilación, tanto voluntaria como involuntaria. Los resultados obtenidos con una temperatura exterior de $-3,7^{\circ}\text{C}$ definida por las normas UNE 100001 y UNE 100014, se muestran a continuación.

Tabla 17. Carga térmica total en estado estacionario

Tipo de carga térmica	Q_t (W)
Carga térmica total de transmisión	1.966,38
Cargas térmicas internas al edificio:	
Cargas debidas a las personas	(300)
Cargas debidas a la iluminación	(1.657,13)
Cargas debidas a equipos: motores	(1.171,50)
Cargas térmicas externas al edificio:	
Cargas debidas a la ventilación voluntaria	592,80
Cargas debidas a la ventilación involuntaria	177,84
CARGA TÉRMICA TOTAL (Σ)	1.966,38+592,80+177,84=2.737,02

4. Cálculo de cargas térmicas en régimen dinámico (inercia térmica)

Los cerramientos de un edificio deben tener un doble papel térmico: uno relacionado con la resistencia a la transmisión del calor y el otro relacionado con su poder capacitivo o inercial. Este último hace referencia al comportamiento térmico que el cerramiento desarrolla a lo largo del tiempo.

La **inercia térmica** representa la velocidad de variación de las condiciones térmicas interiores de la zona a climatizar y por tanto de su demanda energética al variar las condiciones ambientales exteriores.

De otra forma, se define como la capacidad que tiene la masa de conservar la energía térmica recibida e ir liberándola progresivamente. Debido a esta capacidad, teniendo en cuenta la inercia térmica de los cerramientos de un edificio, puede disminuirse la necesidad de climatización con la consecuente reducción de consumo energético y de emisiones contaminantes.

La inercia **térmica conlleva dos fenómenos**, uno de ellos es la **amortiguación** de la variación de las temperaturas exteriores y el otro es el **retardo** de la reacción de la temperatura interior respecto a la exterior.

Una vez definido este término, se llega a la conclusión de que un sistema tiene más inercia cuando resulta más difícil lograr un cambio en su estado.

Dicha inercia térmica no puede ser despreciada. Es necesario realizar una simulación térmica teniendo en cuenta este concepto, con la cual se obtendrá una aproximación de la demanda energética real. Éste acercamiento a la demanda real no sería posible con el uso de los cálculos estacionarios realizados con anterioridad.

4.1. Conceptos generales: Introducción teórica

a. Comportamiento térmico de las partes opacas de un edificio

A modo de ejemplo, según la “Guía técnica. Procedimientos y aspectos de la simulaciones de instalaciones térmicas en edificios” del Instituto para la Diversificación y Ahorro de Energía (IDAE), se representa de forma gráfica el proceso de calentamiento o de enfriamiento de las partes opacas de un edificio en este caso de un muro. En dicha publicación se denomina a este concepto como masa térmica (thermal mass).

Dicho muro posee en un principio la misma temperatura en sus dos caras. En un momento dado, una temperatura es mayor que la restante. Se observa en la figura 18 la evolución de las temperaturas internas del muro a lo largo del tiempo.

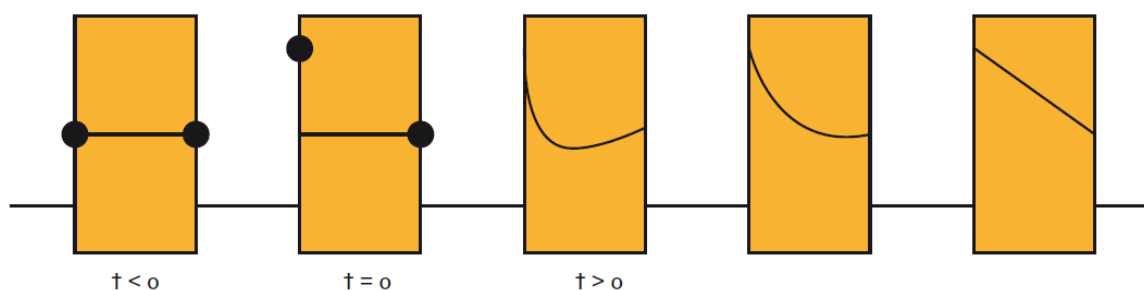


Figura 18. Comportamiento térmico de las partes opacas de un edificio, [3]

Las temperaturas subirán progresivamente de forma no lineal, este periodo corresponde al **régimen dinámico** que vamos a estudiar con mayor amplitud posteriormente. Finalmente se adopta un perfil lineal, mantenido en el tiempo, con una transferencia constante desde la parte caliente a la fría de calor. Este último estado es el denominado **estacionario**.

Si nos encontrásemos ante un estado estacionario, una cara del muro no tardaría nada en calentarse o en enfriarse, al producirse una variación de temperatura de la cara opuesta. En ese caso se diría que no se tiene masa térmica o capacidad de almacenar la energía.

Quedan representadas en la siguiente gráfica las variaciones del flujo de calor en ambos lados del muro. Se puede observar en un primer momento el régimen dinámico de transferencia de calor, en el cual el lado con mayor temperatura cede su calor de forma variable en el tiempo a la vez que el lado frío lo gana. Llega un punto en el que el flujo de calor se mantiene en el tiempo, llegando al régimen estacionario.

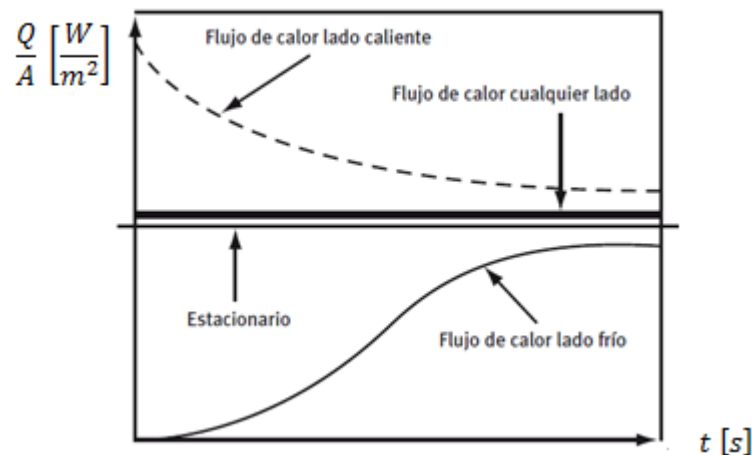


Figura 19. Variación del flujo de calor a ambos lados de un muro, [3]

b. Tratamiento matemático de la inercia térmica: admitancia específica e impedancia térmica

No existe un criterio estandarizado en cuanto al parámetro utilizado para **medir la inercia térmica de un cerramiento**. Generalmente se utilizan tres procedimientos para su estudio: el cálculo de la masa térmica, hallar la admitancia específica o la impedancia térmica, o bien el tratamiento de la transferencia de calor mediante ecuaciones diferenciales. La **metodología desarrollada** en apartados posteriores es la relativa a **la admitancia específica y la impedancia térmica**.

Aunque las ecuaciones diferenciales obtenidas de la ecuación de transferencia de calor no es el método utilizado, se desarrollara de manera breve en este apartado para el entendimiento teórico del concepto “inercia térmica”.

Como se sabe, la transferencia de calor se puede realizar de tres maneras: por radiación, por convección y por conducción. En el modo conducción es el caso en el que puede remarcarse principalmente la relación entre parámetros que versan sobre la inercia térmica en los materiales más convencionales, ya que si éstos fueran estructuras aligeradas debería realizarse cálculos más específicos.

La ecuación la cual describe la forma en la que el flujo de calor atraviesa un cuerpo en una dirección, se denomina ecuación de Fourier. Ésta indica la velocidad de conducción de calor a través de un cuerpo por unidad de sección transversal. Éste flujo de calor es proporcional al gradiente de temperatura existente en el cuerpo.

$$q = \frac{\partial \theta}{\partial t} = -\lambda \cdot \frac{\partial \theta}{\partial x} \quad (13)$$

Siendo:

- q : flujo térmico en el instante t en la posición x del cerramiento [W/m^2].
- θ : temperatura de cerramiento en el instante t y en la posición x [$^{\circ}C$].
- x : posición en el interior del cerramiento a partir de un origen.
- λ : conductividad térmica del cerramiento [$W/m \cdot ^{\circ}C$].

Al realizar un balance energético, la ecuación a solucionar queda:

$$\frac{\partial \theta}{\partial t} = \frac{\lambda}{c_p \cdot \gamma} \cdot \frac{\partial^2 \theta}{\partial x^2} \quad (14)$$

Donde:

- c_p : calor específico del cerramiento [$J/kg \cdot ^{\circ}C$].
- γ : densidad o peso específico [kg/m^3].

Esta ecuación diferencial será resoluble mediante la transformada de Laplace. De esta forma se obtiene la temperatura en función de la posición en el cerramiento.

c. Relación entre la capacidad de almacenaje y la capacidad de conducción del calor

La resistencia al paso de calor de una superficie en general por conducción es la siguiente representada. Dicha ecuación hace referencia a parte de la fórmula número 1, enumerada anteriormente.

$$R = \frac{L}{\lambda} = \frac{1}{U} \left(\frac{m^2 \cdot ^{\circ}C}{W} \right)$$

Correspondiendo:

- U = coeficiente de transmisión.
- L = espesor de la componente i -ésima del cerramiento.

- λ = conductividad térmica de la componente i-ésima del cerramiento.

Por otro lado, se sabe que la temperatura inicial del muro es T_2 y que es capaz repentinamente de subir la temperatura de uno de sus lados hasta T_1 . Diremos que el lado que alcanza la temperatura T_1 es el que se encuentra en el ambiente exterior, a modo de ejemplo. Luego, la temperatura media que el elemento alcanza es $(T_1+T_2)/2$, por lo que se obtiene una energía acumulada en el muro de:

$$Q = \rho \cdot c_p \cdot V \cdot \left(\frac{T_1+T_2}{2} - T_2 \right) = \rho \cdot c_p \cdot A \cdot L \cdot \left(\frac{T_1-T_2}{2} \right) \quad (15)$$

Por tanto:

$$\frac{Q}{A} = \rho \cdot c_p \cdot L \cdot \left(\frac{T_1-T_2}{2} \right) = C \cdot \left(\frac{T_1-T_2}{2} \right) \quad (16)$$

Siendo:

- ρ = la densidad del material (Kg/m^3).
- c_p = la capacidad calorífica ($\text{J/Kg} \cdot \text{K}$).
- V = el volumen (m^3).
- A = el área (m^2).
- L = el espesor (m).
- Q = la energía (W).

Finalmente, se obtiene que la relación entre la capacidad de transmitir energía y la capacidad de almacenarla es la siguiente:

$$\frac{1}{U} \cdot C = R \cdot C = \frac{L}{K} \cdot \rho \cdot c_p \cdot L = \frac{L^2}{K/\rho \cdot c_p} = \frac{L^2}{\alpha} \quad (s) \quad (17)$$

- α representa la difusividad térmica (m^2/s). Es decir, la rapidez con la cual se propaga un cambio de temperaturas en el interior de un sólido.

$R \cdot C$ es equivalente al tiempo en el que el centro de nuestro elemento de estudio tarda en saber que hubo un cambio de temperatura en el exterior. Por lo que, a mayor $R \cdot C$, el tiempo de respuesta también será mayor.

d. Consideraciones de importancia:

La razón por la que se realiza un estudio dinámico de estas cargas es que la resistencia térmica R , especificada en los cálculos realizados para el régimen estacionario, estima exclusivamente la cantidad de energía que entra en el cerramiento. Sin embargo, no analiza cuándo se produce el efecto sobre la cara opuesta del componente sobre la que se realiza la variación de temperatura. Es decir, con el producto $R \cdot C$ se podrá representar la distribución de la energía a lo largo del tiempo.

Luego el término C tiene gran importancia en este producto, ya que puede desplazar el momento de máximo flujo de calor. Este desplazamiento podría tener implicaciones sobre el consumo de energía del edificio.

También se sabe que la **entrada o salida de energía neta** a través de un elemento **depende exclusivamente** de las condiciones medidas a ambos lados del elemento, es decir del **estado estacionario**, y en consecuencia de la conductancia o resistencia térmica. La masa del muro, sin embargo, no tiene nada que ver con este valor de energía neto que ha logrado pasar en un periodo de tiempo. Pero por otro lado, **la potencia pico y el retraso de la potencia en el tiempo con respecto al caso estacionario dependen ambos de R y de C a través del parámetro $R \cdot C^{1/2}$** . Dicha dependencia ha sido recogida de la “*Guía técnica. Procedimientos y aspectos de las simulaciones de instalaciones térmicas en edificios*” del IDAE.

La masa interna del edificio, es decir todos aquellos componentes que se encuentran en contacto con el ambiente interior, tiene influencia sobre las variaciones de temperatura que se producen dentro de la estancia. De esta forma, cuando el aire pierde energía la masa interna se la cederá, siendo una manera de amortiguar dichos cambios internos de temperatura. Es decir, **todos los cerramientos tienen una capacidad de acumulación de calor, y es proporcional a su masa (densidad) y al calor específico. Ambos parámetros determinan la masa térmica del cerramiento.**

El parámetro $R \cdot C$, en el caso de los muros multicapa, el orden de las capas afecta a la capacidad del muro de almacenar energía. Sin embargo el orden no afecta a su resistencia térmica.

4.2. Modelo matemático para la simulación térmica: hipótesis realizadas

Para la simulación térmica del edificio de la Poveda, en Arganda del Rey, se ha seguido la normativa *UNE-EN ISO 13786:2007*. Ésta es denominada como “*Prestaciones térmicas de productos y componentes para edificación. Características térmicas dinámicas. Métodos de cálculo*”.

Otras normas consultadas han sido:

- “*EN ISO 6946: Elementos y componentes de edificación. Resistencia y transmitancia térmica. Método de cálculo*”.
- “*EN ISO 7345: Aislamiento térmico. Magnitudes físicas y definiciones*”.
- “*EN ISO 10211: Puentes térmicos en la edificación. Flujos térmicos y temperaturas de superficie. Cálculos detallados*”.

Esta norma, **considera exclusivamente las condiciones de contornos armónicos**, es decir, las caras del componente se suponen sometidas a variaciones armónicas de temperatura.

Todas las definiciones y procedimientos incluidos en dicho apartado han sido recogidas de la *normativa UNE-EN ISO 13786:2700*, anteriormente indicada.

a. Propiedades consideradas

Las propiedades consideradas son las **admitancias térmicas** y las **propiedades de transmisión dinámicas de calor**, es decir todas aquellas asociadas a las variaciones periódicas de flujo de calor y por consiguiente relacionadas a las variaciones periódicas de temperatura.

La **admitancia térmica** relaciona el flujo de calor con la variación de temperaturas en la cara del elemento.

Las **propiedades de transmisión dinámicas** relacionan las variaciones físicas en una de las caras del componente con las de las otras caras del mismo. Respecto a estas propiedades cabe destacar el término de **capacidad térmica de un componente**, la cual cuantifica la capacidad de almacenamiento de calor de dicho componente.

Estas características térmicas dinámicas pueden emplearse para el cálculo de varios conceptos:

- La temperatura interna de una habitación.
- El efecto de la calefacción o de la refrigeración intermitente.
- Los consumos punta diarios.
- Las necesidades energéticas de calefacción o de refrigeración, etc.

b. Campo de aplicación

Este **método** de cálculo ha sido simplificado. Por lo que es **válido para componentes planos** constituidos por capas planas y homogéneas, o sustancialmente homogéneas.

c. Simbología

Tabla 18. Simbología escogida a seguir en la programación, [10]

Símbolo	Magnitud	Unidad
A	Área	m²
C	Capacidad térmica	J/K
L_{mn}	Conductancia térmica periódica	W/K
R	Resistencia térmica	m²·K/W
T	Periodo de variaciones	S
U	Coefficiente de transmitancia térmica en régimen estacionario para cada componente	W/(K· m²)
Y_{mm}	Admitancia térmica	W/(K· m²)
Y_{mn}	Transmitancia térmica armónica	W/(K· m²)
Z	Matriz de transferencia térmica de ambiente a ambiente	
Z_{mn}	Elemento de la matriz de transferencia térmica	
a	Difusión térmica	m²/s
c	Capacidad térmica específica	J/(Kg·K)

d	Espesor de una capa de material	M
f	Factor de amortiguación	
j	$j=\sqrt{-1}$	
q	Densidad del flujo de calor	W/ m²
t	Tiempo	s o h
x	Distancia en el interior de un componente	M
Δt	Desfase temporal: avance si es positivo y retraso si es negativo	s o h
δ	Profundidad de penetración periódica de una onda térmica en un material	M
φ	Flujo de calor	W
ξ	Relación de espesor de una capa y la profundidad de penetración	-
k	Capacidad térmica por unidad de superficie	J/(m²·K)
λ	Conductividad térmica de diseño	W/(m·k)
ρ	Densidad	Kg/m³
θ	Temperatura	°C
ω	Frecuencia angular: $\omega = \frac{2 \cdot \pi}{T}$	Rad/s
φ, ψ	Desfases	Rad
Subíndices		
a	Lámina de aire	
e	Exterior	
i	Interior	
m, n	Zonas térmica	
s	Relativo a la superficie	
ee	De ambiente a ambiente	
1	Interior	

2	Exterior	
Operadores		
^	Amplitud compleja	
-	Valor medio	
	Módulo de número complejo	
Arg	Argumento de número complejo	

d. Definiciones

Como ya ha sido indicado, dichas definiciones son recogidas de la *normativa UNE-EN ISO 13786:2007*. Estos conceptos incluidos son esenciales para la comprensión el procedimiento matemático seguido para el cálculo de la inercia térmica.

➤ **Componente**

Es aquella parte de un edificio, tal como: el muro, el suelo, el techo o una parte de dichos elementos.

➤ **Zona térmica de un edificio**

Dicho concepto es referido a la parte de un edificio en la cual las variaciones de la temperatura interior en función del espacio son despreciables. En la norma utilizada las designa como: m y n.

➤ **Condiciones armónicas**

Condiciones, las cuales, pueden ser definidas con variaciones de temperatura y flujo de calor entorno a sus valores medios definidas por funciones sinusoidales a lo largo del tiempo.

Si se utiliza la notación en números complejos se obtienen las siguientes ecuaciones:

Temperatura para la zona n:

$$\vartheta_n(t) = \bar{\vartheta}_n + |\hat{\vartheta}_n| \cdot \cos(\omega \cdot t + \psi) = \bar{\vartheta}_n + \frac{1}{2} [\hat{\vartheta}_{+n} \cdot e^{j \cdot \omega \cdot t} + \hat{\vartheta}_{-n} \cdot e^{j \cdot \omega \cdot t}] \quad (18)$$

Flujo de calor para la zona n:

$$\Phi_n(t) = \bar{\Phi}_n + |\hat{\Phi}_n| \cdot \cos(\omega \cdot t + \varphi) = \bar{\Phi}_n + \frac{1}{2} \cdot [\hat{\Phi}_{+n} \cdot e^{j \cdot \omega \cdot t} + \hat{\Phi}_{-n} \cdot e^{j \cdot \omega \cdot t}] \quad (19)$$

Siendo:

- $\bar{\vartheta}_n$ y $\bar{\Phi}_n$ = valores medios de temperatura y flujo térmico;
- $|\hat{\vartheta}_n|$ y $|\hat{\Phi}_n|$ = amplitudes de variación de la temperatura y del flujo térmico;
- ω = frecuencia angular;
- $\hat{\vartheta}_{\pm n}$ y $\hat{\Phi}_{\pm n}$ = amplitudes complejas definidas por:
 - $\hat{\vartheta}_{\pm n} = |\hat{\vartheta}_n| \cdot e^{\pm j\psi} \quad (20)$
 - $\hat{\Phi}_{\pm n} = |\hat{\Phi}_n| \cdot e^{\pm j\varphi} \quad (21)$

➤ Conductancia térmica periódica (L_{mn})

Se trata de un número complejo, el cual relaciona el flujo de calor de un periodo a través de un componente con las temperaturas periódicas de las caras de dicho componente en condiciones armónicas.

Es decir:

$$\hat{\Phi}_n = L_{mm} \cdot \hat{\vartheta}_m - L_{mn} \cdot \hat{\vartheta}_n \quad (22)$$

Nota: El flujo se define positivo cuando es entrante en la superficie del componente.

- L_{mm} = relaciona el flujo de calor periódico en la zona m con la temperatura periódica de la cara m cuando la amplitud de la temperatura en el lado n es cero.

- L_{mn} = relaciona el flujo de calor periódico en la cara m con la temperatura periódica en la cara n cuando la amplitud de la temperatura en la cara m es cero.

➤ Capacidad térmica

Es el módulo de la conductancia térmica periódica neta dividida por la frecuencia angular.

$$C_m = \frac{1}{\omega} \cdot |L_{mm} - L_{mn}| \quad (23)$$

➤ Desfase temporal, Δt

Es el tiempo comprendido entre la amplitud máxima de la causa y la amplitud máxima de su efecto.

➤ Definiciones únicamente válidas para flujo térmico unidimensional:

- **Componente plano:** es aquel cuyo menor radio de curvatura es al menos cinco veces su espesor.
- **Placa de material homogéneo:** su mayor cantidad de homogeneidades no excederá un quinto del espesor de la capa.
- **Admitancia térmica:** se representa mediante un número complejo. Es el cociente entre la amplitud de flujo de calor a través de la superficie del componente adyacente a la zona m, dividida por la amplitud de la temperatura en la misma zona cuando la temperatura en la otra cara, n, se mantiene constante.

$$Y_{mm} = \frac{\hat{q}_m}{\hat{\vartheta}_m} \quad (24)$$

- **Transmitancia térmica periódica:** es un número complejo, resultado del cociente de la amplitud de densidad de flujo de calor a través de la superficie del componente adyacente a la zona m y la amplitud de la temperatura en la zona n cuando en la zona m se mantiene constante.

$$Y_{mn} = \frac{\hat{q}_m}{\hat{\vartheta}_n} \quad (25)$$

- **Capacidad térmica por unidad de superficie:** es la capacidad térmica dividida por el área del elemento.

$$k_m = \frac{C_m}{A} = \frac{1}{\omega} \cdot |Y_{mm} - Y_{mn}| \quad (26)$$

- **Factor de amortiguación:** es el cociente entre la transmitancia térmica periódica y la transmitancia térmica en régimen estacionario.

$$f = \frac{|\hat{q}_m|}{|\hat{\vartheta}_n| \cdot U} = \frac{|Y_{mm}|}{U} \text{ siendo } m \neq n \quad (27)$$

- **Profundidad de penetración periódica, δ :** se trata de la profundidad en la que la amplitud de las variaciones de temperatura se reduce con el factor e (número e $\approx 2,7183$) en los materiales homogéneos de espesor infinito y sometido en su superficie a una variación armónica de temperatura.

$$\delta = \sqrt{\frac{\lambda \cdot T}{\pi \cdot \rho \cdot c}} \quad (28)$$

- **Matriz de transferencia térmica, Z :** Se encarga de relacionar las amplitudes complejas de las temperaturas y el flujo de calor a través de una de las caras del componente con las amplitudes complejas de temperatura y de flujo de la otra cara.

$$Z = \begin{pmatrix} \hat{\vartheta}_2 \\ \hat{q}_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} z_{11} & z_{12} \\ z_{21} & z_{22} \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \hat{\vartheta}_1 \\ \hat{q}_1 \end{pmatrix} \quad (29)$$

e. Procedimiento utilizado

El procedimiento presentado a continuación es aplicable a componentes de la edificación constituidos por capas planas homogéneas.

Según la norma *UNE-EN ISO 13786:2007* utilizada, generalmente los denominados puentes térmicos no afectan en gran medida a las características térmicas dinámicas. Dicho esto, se pueden considerar despreciables en los siguientes cálculos.

Si se considerasen en el cálculo de las características dinámicas los componentes no planos o puentes térmicos, la solución a este problema sería el uso de la ecuación de transferencia de calor teniendo en cuenta las condiciones de contorno periódicas.

A continuación se describen los apartados en los cuales se dividirá el procedimiento seguido:

- 1.- **Datos necesarios.**
- 2.- **Procedimiento de obtención de la matriz de transferencia de un componente multicapa.**
- 3.- **Informe de resultados finales.**
- 4.- **Carga de calefacción diaria y su consumo energético suplementario.**

1.- Datos necesarios

Los datos que habrá que aportar para la realización de dicha simulación son:

- Los planos del edificio a climatizar.
- Las siguientes características de los materiales empleados en la construcción de los elementos del edificio, como son:
 - la conductividad térmica λ ;
 - la capacidad térmica específica c ;
 - la densidad ρ .

2.- Procedimiento de obtención de la matriz de transferencia de un componente multicapa

2.1.- Se deben identificar los distintos materiales de las distintas capas y su espesor, definiendo las características térmicas de los materiales

A continuación se explicarán como se realizan los cálculos de características térmicas dinámicas para distintos casos, siguiendo para la definición de todo los conceptos adjuntos la norma *UNE-EN ISO 13786:2007*:

➤ Características válidas para todos los componentes

Las características válidas para cualquier componente son las cuatro conductancias térmicas y las dos capacidades térmicas descritas en las ecuaciones (22) y (23).

➤ Características válidas para componentes formados por capas planas y homogéneas

○ Admitancias térmicas y conductancias térmicas periódicas

Éstas quedan definidas mediante las siguientes ecuaciones, representando a la cara interior y exterior respectivamente:

$$Y_{11} = -\frac{Z_{11}}{Z_{12}} \text{ y } Y_{22} = -\frac{Z_{22}}{Z_{12}} \quad (30)$$

También hay que caracterizar el desfase de la admitancia:

$$\Delta t_Y = \frac{T}{2\pi} \arg(Y_{mm}) \quad (31)$$

El argumento siempre estará comprendido entre 0 y 2π .

○ Admitancia modificada para particiones interiores

Como en dichas regiones las variaciones de temperatura son las mismas en ambos lados, el flujo de calor periódico estará relacionado con las variaciones de temperatura periódica a través de un término denominado admitancia modificada:

$$Y_{mm}^* = Y_{mm} - Y_{mn} \quad (32)$$

- Capacidades térmicas por unidad de superficie

$$k_1 = \frac{T}{2 \cdot \pi} \cdot \left| \frac{Z_{11}-1}{Z_{12}} \right| \quad (33)$$

$$k_2 = \frac{T}{2 \cdot \pi} \cdot \left| \frac{Z_{22}-1}{Z_{12}} \right| \quad (34)$$

Y para particiones interiores:

$$k_m = |Y_{mm}^*|/\omega \quad (35)$$

- Transmitancias térmicas periódicas y factor de amortiguación

Se puede calcular la transmitancia térmica periódica con la siguiente expresión:

$$Y_{12} = -\frac{1}{Z_{12}} \quad (36)$$

A continuación se define su correspondiente factor de amortiguación, el cual siempre tiene que ser menor que la unidad:

$$f = \frac{|Y_{12}|}{U_0} \quad (37)$$

Por último se procederá al cálculo del desfase de la transmitancia térmica:

$$\Delta t_f = \frac{T}{2\pi} \cdot \arg(Z_{12}) \quad (38)$$

Estando siempre su argumento comprendido entre -2π y 0 .

2.2.-Determinar el periodo de variaciones térmicas

Hipótesis 5: En el presente caso se ha tomado un **periodo de variación térmica de 1 hora**. Éste corresponde a variaciones **rápidas, tales como las resultantes de sistemas de regulación de temperatura**. En el caso que nos compete, se utiliza un regulador en función de la temperatura exterior.

Este tipo de reguladores además de controlar la temperatura del agua de calefacción en función de las condiciones exteriores, tienen una compensación eventual de la radiación solar, del viento o de la temperatura ambiente. Para la

descripción de dicho elemento de la instalación ha sido seguida la publicación de “*Técnicas de la Regulación y Gestión de Energía en los Edificios (AFISAE)*”.

Como podemos observar en la figura 20, estos reguladores constan esencialmente de dos elementos. El primero es una forma de calcular la temperatura del agua de salida en función de la exterior, según la ley correspondiente llamada habitualmente “curva de calefacción”. El cuanto al segundo elemento, se trata de un bucle cerrado que asegura la regulación de esta temperatura del agua.

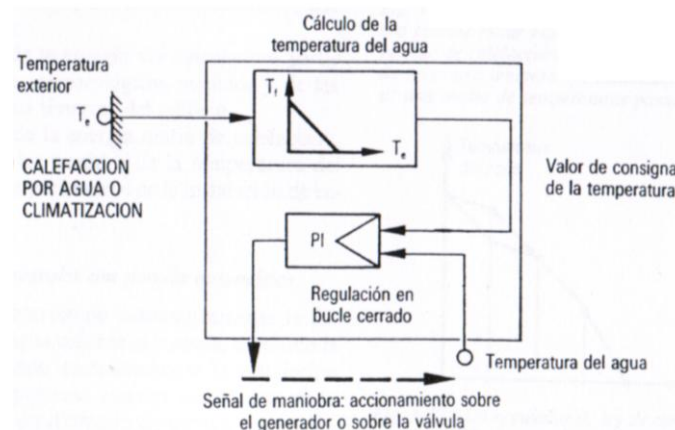


Figura 20. Principio de funcionamiento de los reguladores en función de las condiciones exteriores, [11]

La solución más habitual, consiste en regular una válvula de tres o cuatro vías motorizada. Este ejemplo queda representado en la figura a continuación adjunta.

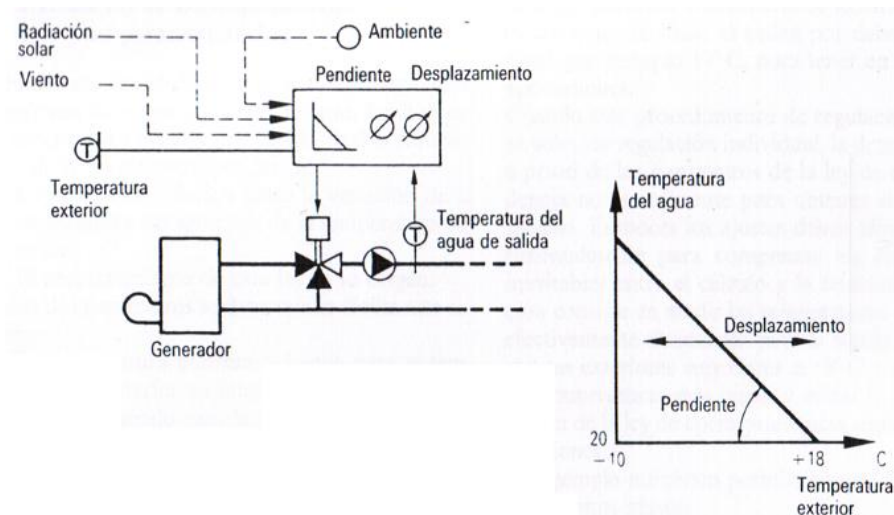


Figura 21. Regulador en función de las condiciones exteriores regulan la temperatura del agua actuando sobre una válvula o un quemador, [11]

2.3.-Proceder al cálculo de la profundidad de penetración (δ) de cada capa del material.

Para su cálculo será usada la ecuación (28).

2.4.- Por último, se multiplicaran las matrices de transferencia de calor de cada capa de cada componente. Además, se deberán incluir también en dicho producto las matrices de las capas límite. Se debe destacar, que el producto debe realizarse en el orden correcto para obtener la matriz de transferencia correcta.

○ Matriz de transferencia térmica de una capa homogénea

Se puede relacionar el espesor de la capa (d) y la profundidad de penetración (δ) con la siguiente expresión:

$$\xi = \frac{d}{\delta} \quad (39)$$

Con esta designación, ya se pueden definir los componentes de la matriz:

$$Z_{11} = Z_{22} = \cosh(\xi) \cdot \cos(\xi) + j \cdot \sinh(\xi) \cdot \sin(\xi) \quad (40)$$

$$Z_{12} = -\frac{\delta}{2\lambda} \{ \sinh(\xi) \cdot \cos(\xi) + \cosh(\xi) \cdot \sin(\xi) + j \cdot (\cosh(\xi) \cdot \sin(\xi) - \sinh(\xi) \cdot \cos(\xi)) \} \quad (41)$$

$$Z_{21} = -\frac{\lambda}{\delta} \{ \sinh(\xi) \cdot \cos(\xi) - \cosh(\xi) \cdot \sin(\xi) + j \cdot (\cosh(\xi) \cdot \sin(\xi) + \sinh(\xi) \cdot \cos(\xi)) \} \quad (42)$$

Los elementos de la matriz de transferencia térmica tienen la siguiente **interpretación física**. Pero antes de explicarla se ha de aclarar la simbología utilizada, siendo:

- $|Z_{mn}|$ = representa su módulo.
- $\varphi_{mn} = \arg(Z_{mn})$: representa su argumento.

Luego, cada posición de la matriz de transferencia térmica tendrá la siguiente interpretación:

- $|Z_{11}|$: es un factor de amplitud de temperatura, es decir la amplitud de las variaciones de temperatura sobre la cara 2 resultado de una amplitud de 1 K sobre la cara 1.
- $|Z_{21}|$: da la amplitud de la densidad del flujo de calor sobre la cara 2 resultante de la variación armónica de temperatura sobre la cara 1 teniendo una amplitud de 1 k.

- $|Z_{12}|$: da la amplitud de la temperatura sobre la cara 2 cuando la cara 1 está sometida a una densidad de flujo de calor que varía periódicamente con una amplitud de 1 W/m^2 .
- $|Z_{22}|$: es el factor de amplitud del flujo de calor, es decir, la amplitud de las variaciones de la densidad de flujo de calor sobre la cara 2 resultante de la amplitud de densidad de flujo de calor de 1 W/m^2 sobre la cara 1.
- φ_{11} : es el desfase de temperaturas sobre las dos caras del componente.
- φ_{21} : es el desfase entre la densidad de flujo de calor sobre la cara 2 y la temperatura de la cara 1.
- φ_{12} : es el desfase entre la temperatura sobre la cara 2 la densidad del flujo de calor sobre la cara 1.
- φ_{22} : es el desfase entre las densidades de flujo de calor sobre las dos caras del componente.

El desfase de tiempo entre el máximo de un efecto con relación al máximo de la causa correspondiente, puede calcularse a partir del desfase de los elementos Z_{ij} de la matriz de transferencia y del periodo de variaciones (T) especificado.

$$\Delta t_{ij} = \frac{T}{2\pi} \cdot \varphi_{ij} = \frac{T}{2\pi} \cdot \arg(Z_{ij}) \quad (43)$$

○ Matriz de transferencia térmica de cavidades de aire planas

La capacidad térmica específica de las cavidades de aire planas puede ser despreciada, según la normativa seguida en el presente apartado. Para su cálculo únicamente será preciso calcular la resistencia térmica, R_a . En esta resistencia se incluyen los efectos de convección, conducción y también radiación.

$$Z_a = \begin{pmatrix} 1 & -R_a \\ 0 & 1 \end{pmatrix} \quad (44)$$

○ Matriz de transferencia térmica de un componente de la edificación (formado por varias capas)

La matriz de transferencia térmica de un componente será el resultado del producto de todas las matrices de transferencia de cada material por el que está formado. **El orden en el que se multiplican las distintas matrices es de gran importancia, considerando la capa en contacto con el ambiente interior como la número 1.**

$$Z = \begin{pmatrix} Z_{11} & Z_{12} \\ Z_{21} & Z_{22} \end{pmatrix} = Z_N \cdot Z_{N-1} \cdot \dots \cdot Z_3 \cdot Z_2 \cdot Z_1 \quad (45)$$

Finalmente se calculará la matriz de transferencia térmica de entorno a entorno, como:

$$Z_{ee} = Z_{s2} \cdot Z \cdot Z_{s1} \quad (46)$$

Z_{s1} y Z_{s2} son las matrices de transferencia de calor de las capas límite, las cuales se pueden calcular mediante la resistencia térmica superficial de la capa límite. Dicha resistencia térmica (R_s) ha sido recogida del Documento Básico HE, concretamente se han ilustrado dichos valores en la tabla 6 de presente proyecto:

$$Z_s = \begin{pmatrix} 1 & -R_s \\ 0 & 1 \end{pmatrix} \quad (47)$$

3.- Informe de resultados finales

En dicho informe se incluirá la descripción del edificio, detallando su uso habitual. Además, deberán detallarse las distintas partes homogéneas, especificando:

- materiales de las que se componen;
- dimensiones;
- conductividades térmicas;
- capacidades térmicas específicas;
- densidades;
- conductancias térmicas periódicas y capacidades térmicas, junto con el periodo (T) utilizado en los cálculos;

Por otro lado, para los componentes planos formados por capas homogéneas se indicará:

- el área del componente;
- lista de capas comenzando por la cara 1;
- los valores de las resistencias térmicas superficiales, R_{s1} y R_{s2} ;
- los cuatro elementos de la matriz de transferencia Z ;
- las dos admitancias térmicas;

- el factor de amortiguamiento;
- la transmitancia térmica U_o . En el caso bajo estudio, el cálculo no incluye el efecto de los puentes térmicos.

Nota: Para todos aquellos casos en los que los componentes de la envolvente de la edificación puedan instalarse en cualquiera de sus caras en contacto con el ambiente exterior, se deberá calcular la matriz de transferencia térmica invertida de capas del componente.

4.- Carga de calefacción diaria y su consumo energético suplementario

Como el caso bajo estudio va a tratar con componentes múltiples, se explicará la metodología seguida para hallar la **carga de refrigeración diaria** y su **consumo energético suplementario**.

Como ya se ha calculado en el apartado 3, en el que se ha desarrollado la explicación de la obtención de la **carga térmica estacionaria**, dicha carga será:

$$\bar{\Phi}_i = (\sum_k (A_k \cdot U_k)) \cdot (\vartheta_e - \vartheta_i) + (q_{vv} + q_{vi}) \quad (23)$$

Donde:

- $\bar{\Phi}_i$ = es la carga térmica estacionaria, dada en [W].
- A_k = área de cada componente que forma el cerramiento, en [m²].
- U_k = conductancia térmica estacionaria de cada componente que forma el cerramiento, en $\left[\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}\right]$
- ϑ_e = temperatura exterior en cada instante de tiempo, introducida en [°C].
- ϑ_i = temperatura interior en cada instante de tiempo, dada en [°C].
- $(q_{vv} + q_{vi})$ = es la carga debida a la ventilación voluntaria e involuntaria, ya que se ha despreciado la carga correspondiente a las personas, a la iluminación y a los equipo.

El cálculo de las cargas de ventilación se explica con mayor detalle en el apartado “3.2. *Calculo de cargas térmicas en condiciones estacionarias. Otras cargas*”. Este valor tiene signo negativo, ya que la normativa *UNE-EN ISO 13786:2007* seguida designa como negativa las carga térmica a aportar por la máquina.

A continuación, se explicará la forma de calcular la amplitud térmica suplementaria denominada inercia térmica. Se tendrá en cuenta las amplitudes de variación de temperatura tanto exteriores como interiores.

Dicha amplitud térmica suplementaria es en su mayor medida al consumo necesario a aportar para recuperar todo el flujo térmico evacuado poco a poco al apagar la calefacción. De esta manera, al estar la calefacción desconectada la temperatura interior disminuirá gradualmente. Todo este flujo de calor evacuado deberá ser aportado por la bomba de calor para llegar a las condiciones de confort establecidas en la zona interior del cerramiento (21°C). A este suplemento energético se le denomina inercia térmica.

Una pequeña parte de este suplemento energético lo forma aquella carga adicional que ha de aportar la bomba de calor en cada momento para mantener la temperatura interior constante, a pesar de las variaciones diarias de la temperatura exterior. Esto es consecuencia de los efectos de las características térmicas dinámicas de los componentes del edificio.

Por el razonamiento dado en los dos párrafos anteriores, el consumo energético suplementario depende tanto de la variación de la temperatura interior como de la exterior. En la ecuación (49), incluida a continuación, queda reflejada de una forma clara dicha dependencia.

Hipótesis 6: En nuestro caso habría dos zonas térmicas, el ambiente exterior y el correspondiente al terreno. Debido a la pequeña variación de temperaturas que sufre el suelo despreciaremos su efecto para el cálculo de la inercia térmica.

Se recoge así en el siguiente sumatorio la carga de calefacción adicional diaria. El subíndice k representa cada componente conectado térmicamente con las mismas zonas térmicas (ambiente interior del cerramiento-ambiente exterior).

$$\begin{pmatrix} \hat{\Phi}_i \\ -\hat{\Phi}_e \end{pmatrix} = \frac{1}{Z_{12}} \cdot \begin{pmatrix} -Z_{11} & 1 \\ 1 & -Z_{22} \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \hat{\theta}_i \\ \hat{\theta}_e \end{pmatrix} \quad (48)$$

Como la finalidad de este apartado es calcular la carga interior suplementaria a aportar, se despejará dicha carga de la anterior ecuación obteniendo el resultado mostrado a continuación:

$$\hat{\Phi}_i = \left| \sum_k A_k \cdot Y_{11,k} \right| \cdot \hat{\theta}_i - \left| \sum_k A_k \cdot Y_{12,k} \right| \cdot \hat{\theta}_e \quad (49)$$

Nota: Se recuerda, que una carga de refrigeración negativa representa el consumo de calefacción.

Como se ha explicado anteriormente el periodo de variaciones térmicas escogido es de una hora, razón por la que las amplitudes de temperatura interiores y exteriores introducidas en la anterior fórmula serán las correspondientes a dicho periodo. Luego, para saber la demanda debida a la inercia térmica a lo largo de un día será necesario sumar todas las amplitudes de carga suplementaria de cada hora.

Las amplitudes de temperatura exterior introducidas en la anterior ecuación (ecuación 49), son las diferencias entre la máxima y la mínima temperatura para cada hora. Por otro lado, la **amplitud de temperatura interior** para cada hora tendrá un valor una vez que se apague la calefacción.

Los grados totales que puede bajar la temperatura interior para cada día de la temporada de calefacción se obtiene de la gráfica representada a continuación, partiendo de la premisa de que la máxima bajada de temperatura interior corresponde al día con una temperatura exterior media más baja. Dicha variación de temperaturas ha sido basada en la publicación de las “*ACTAS de las II Jornadas de Investigación en Construcción*” del Instituto de Ciencias de Construcción Eduardo Torroja”, artículo del Dr. Marcelo Izquierdo Millán. Esta bajada será la que se produzca en las 11 horas que no hay aportación de calor de ese día.

Hipótesis 7: Para obtener el descenso de **temperatura interior** por hora en la que esté apagada el sistema de calefacción, se realiza la hipótesis de que ésta **bajará la misma cantidad de grados Kelvin cada hora**.

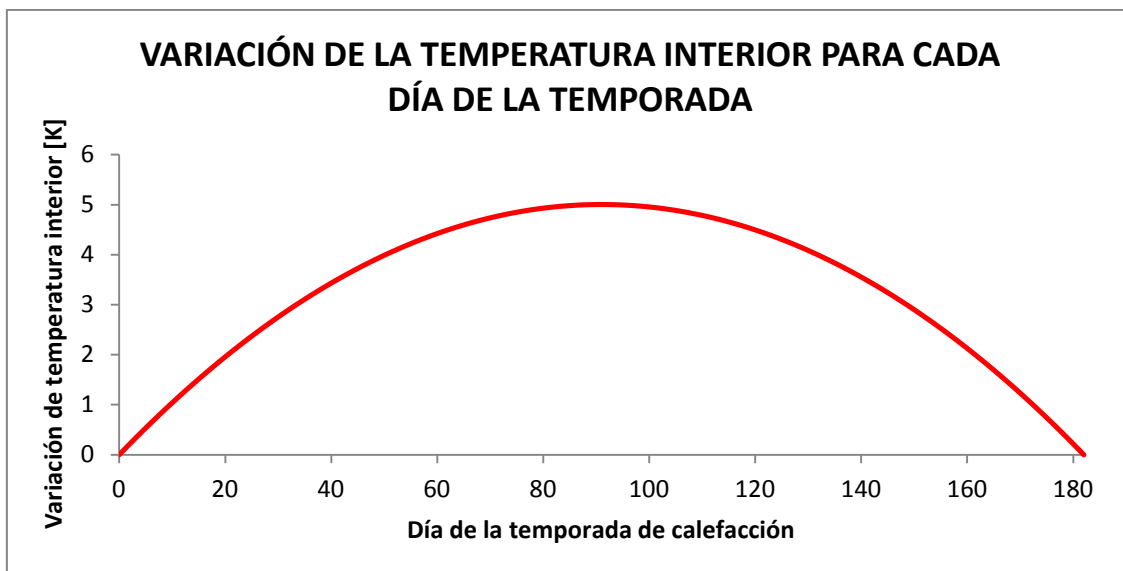


Figura 22. Variación de la temperatura interior para cada día de la temporada de calefacción (*ACTAS de las II Jornadas de Investigación en Construcción del Instituto de Ciencias de Construcción Eduardo Torroja*).

Para entender de una forma más clara la anterior gráfica, se ha de aclarar que el día cero de la temporada de calefacción corresponde al 1 de Noviembre del año

2011. El último día representado, día 182, corresponde con el 30 de Abril del año 2012.

La ecuación en la que se basa la distribución es la correspondiente a una parábola. Ésta realiza una estimación de la variación de temperaturas en el interior de la vivienda a lo largo de toda la temporada estudiada.

$$\Delta t_{interior} = -6,044 \cdot 10^{-4} \cdot d^2 + 0,11 \cdot d \quad (50)$$

Siendo:

- d = el día de la temporada de calefacción el cual se está analizando su variación de temperatura interior.

Finalmente, la demanda térmica diaria será igual a la demanda en la cual sólo hemos tenido en cuenta el carácter estacionario de los materiales. Pero, además se le deberá sumar la demanda suplementaria en la cual se han considerado las características dinámicas de todos los materiales que componen el cerramiento.

$$\begin{aligned} demanda_{total} = \\ & demanda_{características_térmicas_estacionarias} + \\ & demanda_{características_térmicas_dinámicas} \quad (51) \end{aligned}$$

4.3. Aplicación práctica: descripción de las características y propiedades de los distintos componentes

a. Datos necesarios

Toda la simbología utilizada en los siguientes cálculos puede ser consultada en el apartado “2.5.2. *Modelo matemático para la simulación térmica: hipótesis realizadas*”.

b. Características de los materiales y espesor de las distintas capas

Se comienza describiendo la conductividad térmica (λ), la capacidad térmica específica (c) y la densidad (ρ) de cada material para cada componente del edificio considerado.

Para simplificar las operaciones contenidas en el programa, se han separado los 6 componentes que forman la vivienda a analizar. La numeración de los subíndices corresponde a los distintos componentes que forman el cerramiento:

- **0:** corresponde a los **muros de la fachada** del inmueble.
- **1:** son las **ventanas de vidrio**.
- **2:** son los **marcos interiores de las ventanas**.
- **3:** coincide con los **marcos exteriores de las ventanas**.
- **4:** se trata de la **puerta exterior** del cerramiento.
- **5:** es el **techo** de la vivienda.

De esta manera, todas las características de cada componente quedarán recogidas en un vector. Así, la primera posición del vector corresponderá al material que se encuentra en el interior de la vivienda. Sin embargo, la última posición del vector, la ocupará aquel material que se encuentra en el contacto con el exterior. De esta forma, quedarán ordenadas las propiedades de los distintos componentes desde el material que se encuentra en el interior de la vivienda al más externo.

Para aportar una mayor claridad se deberá consultar el apartado 3.1., en el cual se describen las características geométricas y algunas de las propiedades de carácter estático de todos los materiales que forman cada componente. Por otro lado, para examinar las áreas totales de cada componente se deberá dirigir concretamente a la tabla 15 del mismo apartado o a los planos de la vivienda incluidos en los anexos.

➤ *Muros de la fachada (componente 0)*

$$A_{\text{muros}}^{(0)} := 61.88 \text{ (m}^2\text{)}; \quad \lambda^{(0)} := \begin{pmatrix} 0.30 \\ 0.023 \\ 0.033 \\ 1.63 \end{pmatrix} \frac{\text{W}}{\text{m}\cdot\text{K}}$$

Como aclaración se explicará el vector de conductividades de los muros de fachada, el vector $\lambda^{(0)}$. La conductividad de 0,30 W/(m·K) corresponde al elemento que se encuentra en el contacto con el ambiente interior de la vivienda, el cual es el enlucido de yeso. Sin embargo, la última conductividad es la correspondiente al bloque de hormigón se encuentra en contacto con el exterior. Ésta misma metodología de formación seguirán todos los vectores de características de cada componente.

$$c_{-}^{(0)} := \begin{pmatrix} 837 \\ 1000 \\ 1590 \\ 1050 \end{pmatrix} \frac{\text{J}}{\text{kg}\cdot\text{K}}; \quad \rho^{(0)} := \begin{pmatrix} 800 \\ 1.2 \\ 25 \\ 2400 \end{pmatrix} \left[\frac{\text{kg}}{\text{(m}^3\text{)}} \right]; \quad d^{(0)} := \begin{pmatrix} 0.02 \\ 0.05 \\ 0.04 \\ 0.19 \end{pmatrix} \cdot (\text{m})$$

➤ *Ventana de vidrio (componente 1)*

$$A^{(1)} := 2.4 \text{ (m}^2\text{)}; \quad \lambda^{(1)} := \begin{pmatrix} 0.95 \\ 0.027 \\ 0.95 \end{pmatrix} \left(\frac{\text{W}}{\text{m}\cdot\text{K}} \right); \quad c_{-}^{(1)} := \begin{pmatrix} 833 \\ 1000 \\ 833 \end{pmatrix} \frac{\text{J}}{\text{kg}\cdot\text{K}}; \quad \rho^{(1)} := \begin{pmatrix} 2500 \\ 1.2 \\ 2500 \end{pmatrix} \left[\frac{\text{kg}}{\text{(m}^3\text{)}} \right];$$

$$d^{(1)} := \begin{pmatrix} 0.004 \\ 0.005 \\ 0.004 \end{pmatrix} \text{ m}$$

➤ *Marco interior de ventana de aluminio (componente 2)*

$$A^{(2)} := 0.84 \text{ (m}^2\text{)}; \quad \lambda^{(2)} := 204 \left(\frac{\text{W}}{\text{m}\cdot\text{K}} \right); \quad c_{-}^{(2)} := 920 \left(\frac{\text{J}}{\text{kg}\cdot\text{K}} \right); \quad \rho^{(2)} := 2700 \left[\frac{\text{kg}}{\text{(m}^3\text{)}} \right]; \quad d^{(2)} := 0.05 \text{ m}$$

➤ *Marco exterior de ventana de aluminio (componente 3)*

$$A^{(3)} := 1.8 \text{ (m}^2\text{)}; \quad \lambda^{(3)} := 204 \left(\frac{\text{W}}{\text{m}\cdot\text{K}} \right); \quad c_{-}^{(3)} := 920 \left(\frac{\text{J}}{\text{kg}\cdot\text{K}} \right); \quad \rho^{(3)} := 2700 \left[\frac{\text{kg}}{\text{(m}^3\text{)}} \right]; \quad d^{(3)} := 0.12 \text{ m}$$

➤ *Puerta exterior (componente 4)*

$$A^{(4)} := 1.82 \left(\text{m}^2 \right); \lambda^{(4)} := 0.14 \left(\frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}} \right); c_{-}^{(4)} := 1380 \left(\frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \right); \rho^{(4)} := 600 \left[\frac{\text{kg}}{\left(\text{m}^3 \right)} \right]; d^{(4)} := 0.04 \text{r}$$

➤ *Techo (con espesores equivalentes) (componente 5)*

$$A^{(5)} := 24.55 \left(\text{m}^2 \right); \lambda^{(5)} := \begin{pmatrix} 0.30 \\ 0.023 \\ 1.63 \\ 0.033 \\ 0.19 \end{pmatrix} \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}; c_{-}^{(5)} := \begin{pmatrix} 837 \\ 1000 \\ 837 \\ 1200 \\ 1000 \end{pmatrix} \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}; \rho^{(5)} := \begin{pmatrix} 800 \\ 1.2 \\ 2400 \\ 25 \\ 2300 \end{pmatrix} \left[\frac{\text{kg}}{\left(\text{m}^3 \right)} \right];$$

$$d^{(5)} := \begin{pmatrix} 0.02 \\ 0.21833 \\ 0.1266 \\ 0.07 \\ 0.01 \end{pmatrix} \text{m}$$

c. Matriz general de características

Se observa la disposición resultante en cada matriz de características de todos los componentes. Las filas atañen a un componente en concreto, correspondiendo la primera fila al componte 0 (muros de la fachada) y la última al componente 5 (techo de la vivienda).

Si nos desplazamos en una misma fila a lo largo de sus distintas columnas, de derecha a izquierda, encontraremos para un mismo componente las propiedades desde su material en contacto con el ambiente interior hasta aquel en contacto con el ambiente exterior.

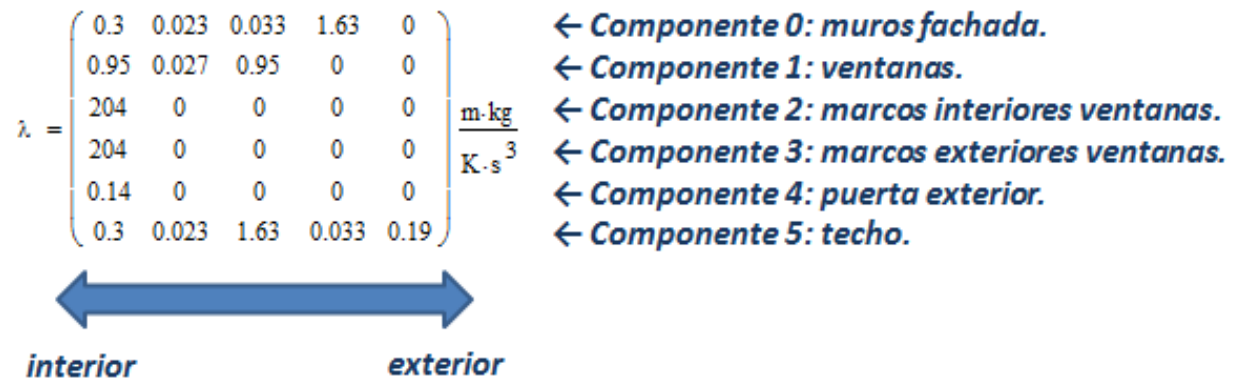


Figura 23. Disposición de los elementos de las matrices de características.

Nota: todas aquellas posiciones con valor cero hacen referencia a la inexistencia de más materiales en ese componente. Adoptan estas posiciones dicho valor, para formar las matrices y poder operar con una mayor facilidad.

$$A = \begin{pmatrix} 61.88 \\ 2.4 \\ 0.84 \\ 1.8 \\ 1.82 \\ 24.55 \end{pmatrix} m^2$$

$$\lambda = \begin{pmatrix} 0.3 & 0.023 & 0.033 & 1.63 & 0 \\ 0.95 & 0.027 & 0.95 & 0 & 0 \\ 204 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 204 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0.14 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0.3 & 0.023 & 1.63 & 0.033 & 0.19 \end{pmatrix} \frac{m \cdot kg}{K \cdot s^3}$$

$$c_- = \begin{pmatrix} 837 & 1 \times 10^3 & 1.59 \times 10^3 & 1.05 \times 10^3 & 0 \\ 833 & 1 \times 10^3 & 833 & 0 & 0 \\ 920 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 920 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1.38 \times 10^3 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 837 & 1 \times 10^3 & 837 & 1.2 \times 10^3 & 1 \times 10^3 \end{pmatrix} \frac{\text{m}^2}{\text{K} \cdot \text{s}^2}$$

$$\rho = \begin{pmatrix} 800 & 1.2 & 25 & 2.4 \times 10^3 & 0 \\ 2.5 \times 10^3 & 1.2 & 2.5 \times 10^3 & 0 & 0 \\ 2.7 \times 10^3 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 2.7 \times 10^3 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 600 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 800 & 1.2 & 2.4 \times 10^3 & 25 & 2.3 \times 10^3 \end{pmatrix} \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$d = \begin{pmatrix} 0.02 & 0.05 & 0.04 & 0.19 & 0 \\ 4 \times 10^{-3} & 5 \times 10^{-3} & 4 \times 10^{-3} & 0 & 0 \\ 0.05 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0.12 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0.04 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0.02 & 0.218 & 0.127 & 0.07 & 0.01 \end{pmatrix} \text{m}$$

Además, se introducen las transmitancias térmicas estacionarias para incluir dentro del programa el cálculo de la demanda estacionaria:

$$U_0_con_unidades = \begin{pmatrix} 0.27 \\ 2.7 \\ 5.87 \\ 5.86 \\ 2.19 \\ 0.328 \\ 0.15 \end{pmatrix} \frac{\text{kg}}{\text{K} \cdot \text{s}^3}$$

d. Especificación del periodo de variaciones térmicas

En nuestro caso, como se ha explicado en apartados anteriores, se ha tomado un periodo de variación térmica de 1 hora. Éste corresponde a variaciones rápidas, tales como las resultantes de sistemas de regulación de temperatura.

Por esta razón, la variable T (periodo de variaciones) adopta el valor de 1 hora:

$$T = 3.6 \times 10^3 \text{s}$$

e. Cálculo de la profundidad de penetración del material de cada capa

Al igual que la metodología seguida en la definición de las matrices de las distintas propiedades de los componentes que forman el cerramiento, cada fila corresponde a un componente y cada columna a cada uno de los materiales que forman dicho componente. De esta manera, a la izquierda se encontrarán los materiales en contacto con el ambiente interior, y a la vez que no desplazemos a la derecha de la matriz en ella quedará definida la profundidad de penetración de los materiales más externos.

Para el cálculo de la profundidad de penetración de cada capa se seguirá la ecuación (28) anteriormente descrita, como se muestra a continuación:

$$i := 0..5$$

$$k := 0..4$$

$$\delta_{i,k} := \text{for } i \in 0..5 \\ \text{for } k \in 0..4$$

$$\delta_{i,k} \leftarrow 0 \text{ on error } \delta_{i,k} \leftarrow \left(\frac{\lambda_{i,k} \cdot T}{\pi \cdot \rho_{i,k} \cdot c_{i,k}} \right)^{\left(\frac{1}{2} \right)}$$

Los resultados de dichos cálculos se representan en la siguiente matriz:

$$\delta = \begin{pmatrix} 0.023 & 0.148 & 0.031 & 0.027 & 0 \\ 0.023 & 0.161 & 0.023 & 0 & 0 \\ 0.307 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0.307 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0.014 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0.023 & 0.148 & 0.03 & 0.036 & 9.729 \times 10^{-3} \end{pmatrix} m$$

f. Determinación de los elementos de transferencia térmica para cada capa.

➤ Matriz de transferencia térmica de una capa homogénea

Una vez definida la profundidad de penetración para cada material de cada componente, se procede al cálculo de los distintos términos de la matriz de transferencia (utilizando desde ecuación 40 hasta la 42).

Para ello se deberá calcular con anterioridad la relación entre el espesor de la capa de cada material y su profundidad de penetración, siguiendo la ecuación (39).

$$\xi_{i,k} := \text{for } i \in 0..5 \\ \text{for } k \in 0..4 \\ \xi_{i,k} \leftarrow 0 \text{ on error } \xi_{i,k} \leftarrow \left(\frac{d_{i,k}}{\delta_{i,k}} \right)$$

$$\xi = \begin{pmatrix} 0.883 & 0.337 & 1.297 & 6.979 & 0 \\ 0.175 & 0.031 & 0.175 & 0 & 0 \\ 0.163 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0.391 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 2.874 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0.883 & 1.473 & 4.152 & 1.972 & 1.028 \end{pmatrix}$$

De la misma forma que se explicó en el subapartado 4.2. e), hay una metodología específica para calcular la matriz de transferencia térmica de cavidades de aire planas. La capacidad térmica específica de estas capas es despreciable. Por tanto, si R_a es la resistencia térmica de la lámina de aire, incluyendo la convección y la conducción, su matriz de transferencia térmica queda definida mediante la ecuación (44).

$$Z_a = \begin{pmatrix} 1 & -R_a \\ 0 & 1 \end{pmatrix} \quad (44)$$

Tanto para la cavidad de aire que encontramos en el techo, como para la que existe en el interior de la pared de los muros se ha considerado convección natural. A continuación se define la posición Z_a_12 , ya que las posiciones 11 y 22 tendrán como valor la unidad y la posición 21 tendrá como valor cero.

Estas matrices, representan cada componente en una fila. Cada columna de dicha fila representa un material del componente, desde el que se encuentra en el interior del cerramiento (a la izquierda) al más externo (a la derecha).

$$Z_a_11 = \begin{bmatrix} 1 & 1 & 1 & 1 & 1 \\ 1 & 1 & 1 & 1 & 1 \\ 1 & 1 & 1 & 1 & 1 \\ 1 & 1 & 1 & 1 & 1 \\ 1 & 1 & 1 & 1 & 1 \\ 1 & 1 & 1 & 1 & 1 \end{bmatrix} \frac{K \cdot s^3}{kg} \quad ; \quad Z_a_22 = Z_a_11;$$

$$Z_a_12 = \begin{bmatrix} 0 & -0.3 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -0.19 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -0.33 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \frac{K \cdot s^3}{kg} \quad ; \quad Z_a_21 = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \frac{K \cdot s^3}{kg}$$

Una vez realizados estos cálculos, se procede a hallar la matriz de transferencia anteriormente indicada. Para ello calcularemos sus componentes Z_{11} , Z_{12} , Z_{22} , Z_{21} por separado para cada material de todos los componentes recogidos en la programación, siguiendo las ecuaciones (40), (41) y (42). Debemos tener en cuenta que las posiciones de las cavidades de aire ya se encuentran ocupadas por los valores dados a la matriz Z_a .

La disposición de la matriz de cada componente (Z_{11} , Z_{12} , Z_{22} , Z_{21}) de la matriz de transferencia (Z) será la misma que la explicada hasta el momento. Es decir todas las columnas de una misma fila corresponderán a un mismo componente, siendo el material en contacto con el ambiente interior la posición de la izquierda. La posición de la derecha corresponderá al material que se encuentra en contacto con el exterior.

$$\begin{aligned} Z_{11}_{i,k} &:= \text{for } i \in 0..5 \\ &\quad \text{for } k \in 0..4 \\ &\quad \left| \begin{aligned} Z_{11}_{i,k} &\leftarrow \cosh(\xi_{i,k}) \cdot \cos(\xi_{i,k}) + j \cdot (\sinh(\xi_{i,k}) \cdot \sin(\xi_{i,k})) & \text{if } Z_{a,i,k} = 0 & \text{if } \xi_{i,k} \neq 0 \\ Z_{11}_{i,k} &\leftarrow 0 & \text{otherwise} \end{aligned} \right. \end{aligned}$$

$$Z_{11} = \begin{pmatrix} 0.899+ 0.774i & 1 & 0.532+ 1.629i & 412.095+ 344.058i & 0 \\ 1 + 0.031i & 1 & 1 + 0.031i & 0 & 0 \\ 1 + 0.027i & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0.996+ 0.153i & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -8.562+ 2.336i & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0.899+ 0.774i & 0.815+ 1.043i & -16.898- 26.902i & -1.428+ 3.242i & 0.815+ 1.043i \end{pmatrix}$$

$$Z_{22} := Z_{11}$$

$$Z_{22} = \begin{pmatrix} 0.899+ 0.774i & 1 & 0.532+ 1.629i & 412.095+ 344.058i & 0 \\ 1 + 0.031i & 1 & 1 + 0.031i & 0 & 0 \\ 1 + 0.027i & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0.996+ 0.153i & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -8.562+ 2.336i & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0.899+ 0.774i & 0.815+ 1.043i & -16.898- 26.902i & -1.428+ 3.242i & 0.815+ 1.043i \end{pmatrix}$$

Como podemos ver, la posiciones 11 y 22 de la matriz de transferencia de calor (Z_{11} y Z_{22}) de las cavidades de aire tomará el valor 1. Por otro lado para estas mismas cavidades de aire, la posición 21 de la matriz de transferencia (Z_{21}) tomará el valor 0 y la posición 12 (Z_{12}) tendrá el valor de $-Ra$ introducido en el que se incluye los efectos de la convección y conducción.

$$Z_{12} := Z_{a_{12}}$$

$$Z_{12} = \begin{pmatrix} 0 & -0.3 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -0.19 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -0.33 & 0 & 0 & 0 \end{pmatrix} \frac{K \cdot s^3}{kg}$$

$$Z_{12_{i,k}} := \text{for } i \in 0..5$$

$$\text{for } k \in 0..4$$

$$\text{Auxiliar}_1 := \sinh(\xi_{i,k}) \cdot \cos(\xi_{i,k}) + \cosh(\xi_{i,k}) \cdot \sin(\xi_{i,k})$$

$$\text{Auxiliar}_2 := \cosh(\xi_{i,k}) \cdot \sin(\xi_{i,k}) - \sinh(\xi_{i,k}) \cdot \cos(\xi_{i,k})$$

$$\left| \begin{array}{l} Z_{12,i,k} \leftarrow 0 \text{ on error } Z_{12,i,k} \leftarrow - \left(\frac{\delta_{i,k}}{2\lambda_{i,k}} \right) \cdot [\text{Auxiliar}_1 + j(\text{Auxiliar}_2)] \text{ if } Z_{a,i,k} = 0 \text{ if } \xi_{i,k} \neq 0 \\ Z_{12,i,k} \leftarrow 0 \text{ otherwise} \end{array} \right.$$

$$Z_{12} = \begin{pmatrix} -0.065 - 0.017i & -0.3 & -1.098 - 0.67i & -6.315 + 0.568i & 0 \\ -4.21 \times 10^{-3} - 4.296i \times 10^{-5} & -0.19 & -4.21 \times 10^{-3} - 4.296i \times 10^{-5} & 0 & 0 \\ -2.451 \times 10^{-4} - 2.17i \times 10^{-6} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -5.878 \times 10^{-4} - 3i \times 10^{-5} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0.306 - 0.54i & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -0.065 - 0.017i & -0.051 - 0.018i & 0.41 + 0.094i & -1.074 - 2.552i & -0.051 - 0.018i \end{pmatrix} \left(\frac{\text{m}^2 \cdot \text{K}}{\text{W}} \right)$$

$$Z_{21,i,k} := \text{for } i \in 0..5 \\ \text{for } k \in 0..4$$

$$\text{Auxiliar}_3 := \sinh(\xi_{i,k}) \cdot \cos(\xi_{i,k}) - \cosh(\xi_{i,k}) \cdot \sin(\xi_{i,k})$$

$$\text{Auxiliar}_4 := \sinh(\xi_{i,k}) \cdot \cos(\xi_{i,k}) - \cosh(\xi_{i,k}) \cdot \sin(\xi_{i,k})$$

$$\left| \begin{array}{l} Z_{21,i,k} \leftarrow 0 \text{ on error } Z_{21,i,k} \leftarrow - \left(\frac{\lambda_{i,k}}{\delta_{i,k}} \right) \cdot [\text{Auxiliar}_3 + j(\text{Auxiliar}_4)] \text{ if } Z_{a,i,k} = 0 \text{ if } \xi_{i,k} \neq 0 \\ Z_{21,i,k} \leftarrow 0 \text{ otherwise} \end{array} \right.$$

$$Z_{21} = \begin{pmatrix} 6.053 + 6.053i & 0 & 1.535 + 1.535i & -4.073 \times 10^3 - 4.073i \times 10^3 & 0 \\ 0.148 + 0.148i & 0 & 0.148 + 0.148i & 0 & 0 \\ 1.919 + 1.919i & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 26.532 + 26.532i & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 109.212 + 109.212i & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 6.053 + 6.053i & 14.06 + 14.06i & -535.913 - 535.913i & 4.41 + 4.41i & 14.06 + 14.06i \end{pmatrix} \left(\frac{\text{m}^2 \cdot \text{K}}{\text{W}} \right)$$

➤ Matriz de transferencia térmica de un componente de la edificación

La matriz de transferencia térmica de cada componente que definida en la ecuación (45).

$$\begin{aligned}
 Z_i &:= \text{for } i \in 0..5 \\
 &\quad \text{for } k \in 0..3 \\
 &\quad \quad \left| \begin{aligned} &N_{i,0} \leftarrow \begin{pmatrix} Z_{-11,i,0} & Z_{-12,i,0} \\ Z_{-21,i,0} & Z_{-22,i,0} \end{pmatrix} \\ &N_{i,k+1} \leftarrow \begin{pmatrix} Z_{-11,i,k+1} & Z_{-12,i,k+1} \\ Z_{-21,i,k+1} & Z_{-22,i,k+1} \end{pmatrix} \cdot (N_{i,k}) \text{ if } \begin{pmatrix} Z_{-11,i,k+1} & Z_{-12,i,k+1} \\ Z_{-21,i,k+1} & Z_{-22,i,k+1} \end{pmatrix} \neq \begin{pmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{pmatrix} \\ &(N_{i,k+1}) \leftarrow (N_{i,k}) \text{ otherwise} \end{aligned} \right. \\
 &\quad Z_i \leftarrow N_{i,4}
 \end{aligned}$$

Dando como resultado:

$$Z_0 = \begin{pmatrix} 3.854 \times 10^3 - 5.797i \times 10^3 & 639.365 - 967.545i \\ -5.245 \times 10^4 + 5.95i \times 10^4 & -8.415 \times 10^3 + 9.748i \times 10^3 \end{pmatrix}$$

$$Z_1 = \begin{pmatrix} 0.971 + 0.032i & -0.198 - 0.012i \\ 0.288 + 0.297i & 0.971 + 0.032i \end{pmatrix}$$

$$Z_2 = \begin{pmatrix} 1 + 0.027i & -2.451 \times 10^{-4} - 2.17i \times 10^{-6} \\ 1.919 + 1.919i & 1 + 0.027i \end{pmatrix}$$

$$Z_3 = \begin{pmatrix} 0.996 + 0.153i & -5.878 \times 10^{-4} - 3i \times 10^{-5} \\ 26.532 + 26.532i & 0.996 + 0.153i \end{pmatrix}$$

$$Z_4 = \begin{pmatrix} -8.562 + 2.336i & 0.306 - 0.54i \\ 109.212 + 109.212i & -8.562 + 2.336i \end{pmatrix}$$

$$Z_5 = \begin{pmatrix} -475.908 - 7.675i \times 10^3 & 392.166 + 262.761i \\ -2.806 \times 10^4 - 1.006i \times 10^5 & 5.94 \times 10^3 + 2.348i \times 10^3 \end{pmatrix}$$

Una vez realizado este paso, se halla la **matriz de transferencia térmica entorno** a entorno a través de un componente, según la ecuación (46). Para ello ha de

definirse la resistencia superficial de la capa límite, referida a la convección. Los valores de la resistencia superficial están conformes a la *norma ISO 6496*. Ésta resistencia se ha calculado en función de su orientación, es decir dependiendo de si su flujo de calor es horizontal o vertical.

$$Z_{s1_0} := \begin{pmatrix} 1 & -0.13 \\ 0 & 1 \end{pmatrix} \cdot \left[\frac{(m^2 \cdot K)}{W} \right]$$

$$Z_{s2_0} := \begin{pmatrix} 1 & -0.04 \\ 0 & 1 \end{pmatrix} \cdot \left[\frac{(m^2 \cdot K)}{W} \right]$$

$$Z_{s1_1} := \begin{pmatrix} 1 & -0.13 \\ 0 & 1 \end{pmatrix} \cdot \left[\frac{(m^2 \cdot K)}{W} \right]$$

$$Z_{s2_1} := \begin{pmatrix} 1 & -0.04 \\ 0 & 1 \end{pmatrix} \cdot \left[\frac{(m^2 \cdot K)}{W} \right]$$

$$Z_{s1_2} := \begin{pmatrix} 1 & -0.13 \\ 0 & 1 \end{pmatrix} \cdot \left[\frac{(m^2 \cdot K)}{W} \right]$$

$$Z_{s2_2} := \begin{pmatrix} 1 & -0.04 \\ 0 & 1 \end{pmatrix} \cdot \left[\frac{(m^2 \cdot K)}{W} \right]$$

$$Z_{s1_3} := \begin{pmatrix} 1 & -0.13 \\ 0 & 1 \end{pmatrix} \cdot \left[\frac{(m^2 \cdot K)}{W} \right]$$

$$Z_{s2_3} := \begin{pmatrix} 1 & -0.04 \\ 0 & 1 \end{pmatrix} \cdot \left[\frac{(m^2 \cdot K)}{W} \right]$$

$$Z_{s1_4} := \begin{pmatrix} 1 & -0.13 \\ 0 & 1 \end{pmatrix} \cdot \left[\frac{(m^2 \cdot K)}{W} \right]$$

$$Z_{s2_4} := \begin{pmatrix} 1 & -0.04 \\ 0 & 1 \end{pmatrix} \cdot \left[\frac{(m^2 \cdot K)}{W} \right]$$

$$Z_{s1_5} := \begin{pmatrix} 1 & -0.1 \\ 0 & 1 \end{pmatrix} \cdot \left[\frac{(m^2 \cdot K)}{W} \right]$$

$$Z_{s2_5} := \begin{pmatrix} 1 & -0.04 \\ 0 & 1 \end{pmatrix} \cdot \left[\frac{(m^2 \cdot K)}{W} \right]$$

$$Z_{ee_i} := \text{for } i \in 0..5$$

$$Z_{ee_i} \leftarrow Z_{s2_i} \cdot Z_i \cdot Z_{s1_i}$$

Se obtienen los siguientes resultados:

$$Z_{ee_0} = \begin{pmatrix} 5.952 \times 10^3 - 8.177i \times 10^3 & 202.189 - 294.424i \\ -5.245 \times 10^4 + 5.95i \times 10^4 & -1.596 \times 10^3 + 2.013i \times 10^3 \end{pmatrix}$$

$$Z_{ee_1} = \begin{pmatrix} 0.959 + 0.02i & -0.362 - 0.016i \\ 0.288 + 0.297i & 0.933 - 7.12i \times 10^{-3} \end{pmatrix}$$

$$Z_{ee_2} = \begin{pmatrix} 0.923 - 0.05i & -0.16 + 5.463i \times 10^{-3} \\ 1.919 + 1.919i & 0.75 - 0.223i \end{pmatrix}$$

$$Z_{ee_3} = \begin{pmatrix} -0.065 - 0.908i & -0.032 + 0.112i \\ 26.532 + 26.532i & -2.453 - 3.296i \end{pmatrix}$$

$$Z_{ee_4} = \begin{pmatrix} -12.931 - 2.033i & 2.33 - 0.369i \\ 109.212 + 109.212i & -22.76 - 11.862i \end{pmatrix}$$

$$Z_{ee_5} = \begin{pmatrix} 646.454 - 3.65i \times 10^3 & 89.914 + 533.861i \\ -2.806 \times 10^4 - 1.006i \times 10^5 & 8.746 \times 10^3 + 1.241i \times 10^4 \end{pmatrix}$$

g. Cálculo de las características térmicas dinámicas de los componentes:
características de los componentes formados por capas planas y
homogéneas

➤ Admitancias térmicas y conductancias térmicas periódicas

Las características enunciadas quedan definidas en la ecuación (30). Sin embargo, el desfase de la admitancia sigue la ecuación (31).

$Y_{11_i} := \text{for } i \in 0..5$

$$Y_{11_i} \leftarrow \frac{\left[\left[(Z_{ee_i})^{(0)} \right]_0 \right]}{\left[\left[(Z_{ee_i})^{(1)} \right]_0 \right]}$$

$$Y_{11_0} = -28.307 - 0.777i \left(\frac{W}{m^2 \cdot K} \right)$$

$$Y_{11_1} = 2.649 - 0.061i \left(\frac{W}{m^2 \cdot K} \right)$$

$$Y_{11_2} = 5.765 - 0.117i \left(\frac{W}{m^2 \cdot K} \right)$$

$$Y_{11_3} = 7.35 - 2.681i \left(\frac{W}{m^2 \cdot K} \right)$$

$$Y_{11_4} = 5.28 + 1.709i \left(\frac{W}{m^2 \cdot K} \right)$$

$$Y_{11_5} = 6.45 + 2.297i \left(\frac{W}{m^2 \cdot K} \right)$$

$$Y_{22_i} := \text{for } i \in 0..5$$

$$Y_{22_i} \leftarrow \frac{\left[\left[(Z_{ee_i})^{(1)} \right]_1 \right]}{\left[\left[(Z_{ee_i})^{(1)} \right]_0 \right]}$$

$$Y_{22_0} = 7.177 + 0.494i \left(\frac{W}{m^2 \cdot K} \right)$$

$$Y_{22_1} = 2.575 - 0.132i \left(\frac{W}{m^2 \cdot K} \right)$$

$$Y_{22_2} = 4.724 - 1.23i \left(\frac{W}{m^2 \cdot K} \right)$$

$$Y_{22_3} = 21.443 - 28.038i \left(\frac{W}{m^2 \cdot K} \right)$$

$$Y_{22_4} = 8.744 + 6.477i \left(\frac{W}{m^2 \cdot K} \right)$$

$$Y_{22_5} = -25.29 + 12.123i \left(\frac{W}{m^2 \cdot K} \right)$$

$$\Delta t_{Y_{11_i}} := \text{for } i \in 0..5$$

$$\Delta t_{Y_{11_i}} \leftarrow \frac{T}{2 \cdot \pi} \arg(Y_{11_i})$$

$$\Delta t_{Y_{11}} = \begin{pmatrix} -1.784 \times 10^3 \\ -13.262 \\ -11.611 \\ -200.394 \\ 179.341 \\ 196.035 \end{pmatrix} s$$

$$\Delta t_{Y_{22}_i} := \text{for } i \in 0..5$$

$$\Delta t_{Y_{22}_i} \leftarrow \frac{T}{2 \cdot \pi} \arg(Y_{22}_i)$$

$$\Delta t_{Y_{22}} = \begin{pmatrix} 39.342 \\ -29.361 \\ -145.969 \\ -525.917 \\ 365.275 \\ 1.544 \times 10^3 \end{pmatrix} s$$

➤ Admitancias térmicas y conductancias térmicas periódicas

Para el cálculo de las capacidades térmicas por unidad de superficie se utilizan las ecuaciones (33) y (34).

$$k_{1_i} := \text{for } i \in 0..5$$

$$k_{1_i} \leftarrow \left(\frac{T}{2 \cdot \pi} \right) \cdot \frac{\left| \left[(Z_{ee_i})^{(0)} \right]_0 - 1 \right|}{\left| \left[(Z_{ee_i})^{(1)} \right]_0 \right|}$$

$$k_1 = \begin{pmatrix} 1.622 \times 10^4 \\ 71.49 \\ 328.189 \\ 6.89 \times 10^3 \\ 3.42 \times 10^3 \\ 3.923 \times 10^3 \end{pmatrix} \left(\frac{J}{m^2 \cdot K} \right)$$

$k_{2_i} := \text{for } i \in 0..5$

$$k_{2_i} \leftarrow \left(\frac{T}{2 \cdot \pi} \right) \cdot \left| \frac{\left[\left(Z_{ee_i} \right)^{(1)} \right]_1 - 1}{\left[\left(Z_{ee_i} \right)^{(1)} \right]_0} \right|$$

$$k_2 = \begin{pmatrix} 4.123 \times 10^3 \\ 105.933 \\ 1.196 \times 10^3 \\ 2.35 \times 10^4 \\ 6.451 \times 10^3 \\ 1.607 \times 10^4 \end{pmatrix} \left(\frac{J}{m^2 \cdot K} \right)$$

➤ Transmitancias térmicas periódicas y factor de amortiguamiento

Dichos cálculos se han realizado en base a las ecuaciones (36) y (37). Además se halla el factor de amortiguamiento (f), el cual siempre ha de ser menor que la unidad.

$Y_{12_i} := \text{for } i \in 0..5$

$$Y_{12_i} \leftarrow \left[\frac{1}{\left[\left(Z_{ee_i} \right)^{(1)} \right]_0} \right]$$

$$Y_{12} = \begin{pmatrix} -1.585 \times 10^{-3} - 2.308i \times 10^{-3} \\ 2.759 - 0.12i \\ 6.233 + 0.213i \\ 2.358 + 8.261i \\ -0.419 - 0.066i \\ -3.068 \times 10^{-4} + 1.821i \times 10^{-3} \end{pmatrix} \left(\frac{W}{m^2 \cdot K} \right)$$

Con el fin de obtener el factor de amortiguamiento mencionado, primero se deberá calcular el módulo de las transmitancias térmicas periódicas.

$\text{modulo_}Y_{12_i} := |Y_{12_i}|$

$$\text{modulo_Y_12} = \begin{pmatrix} 2.8 \times 10^{-3} \\ 2.762 \\ 6.237 \\ 8.591 \\ 0.424 \\ 1.847 \times 10^{-3} \end{pmatrix} \left(\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \right)$$

Siendo el factor de amortiguamiento:

$$f_i := \text{for } i \in 0..5$$

$$f_i \leftarrow \frac{|Y_{12}_i|}{U_{0_i}}$$

$$f = \begin{bmatrix} 0.01 \\ 0.9 \\ 0.9 \\ 0.9 \\ 0.194 \\ 5.632 \cdot 10^{-3} \end{bmatrix}$$

Y el desfase de esta transmitancia térmica periódica es de:

$$\Delta t_{f_i} := \text{for } i \in 0..5$$

$$\Delta t_{f_i} \leftarrow \left(\frac{T}{2 \cdot \pi} \right) \cdot \arg \left[\left[(Z_{ee_i})^{(1)} \right]_0 \right]$$

$$\Delta t_f = \begin{pmatrix} -555.216 \\ -1.775 \times 10^3 \\ 1.78 \times 10^3 \\ 1.059 \times 10^3 \\ -90 \\ 804.398 \end{pmatrix} \text{ s}$$

5. Resultados de la programación informática para la obtención de la carga adicional debida a la inercia térmica. Días característicos del periodo de calefacción.

A continuación se presentará la evolución de las temperaturas exteriores para tres días característicos de la temporada. Además, se hallará su carga cada diez minutos y se obtendrá su correspondiente demanda diaria, tanto en régimen estacionario como en el dinámico.

Como se ha mencionado anteriormente todos estos resultados serán recogidos para tres días característicos, quedando representados estos parámetros para los considerados como tres días más significativos de la temporada. Los nombrados días son los siguientes:

- **Día más frío de la temporada de calefacción: 03 de febrero de 2012 (día 94 de la temporada).** Se ha de aclarar que es el día con una temperatura media menor.
- **Día más cálido de la temporada de calefacción: 15 de marzo de 2012 (día 135 de la temporada).** Dicho día alcanzará la media de temperaturas más alta de toda la temporada bajo estudio.
- **Día de la temporada de calefacción con temperaturas intermedias: 23 de febrero de 2013 (día 114 de la temporada).**

Pero además dicha simulación quedará extendida a la representación de toda la temporada de calefacción, para tener una visión global de los resultados y demostrar la influencia de los materiales y si la posición de estos es la más adecuada para formar el componente bajo estudio. Esta última representación extendida a toda la temporada se realizará en el siguiente apartado, cuya numeración es 6.

- *Día más frío de la temporada de calefacción: 03 de febrero de 2012 (día 94 de la temporada).*

Primero es representada la **evolución de las temperaturas exteriores**, tomadas cada diez minutos, tal como se muestran en la siguiente gráfica:

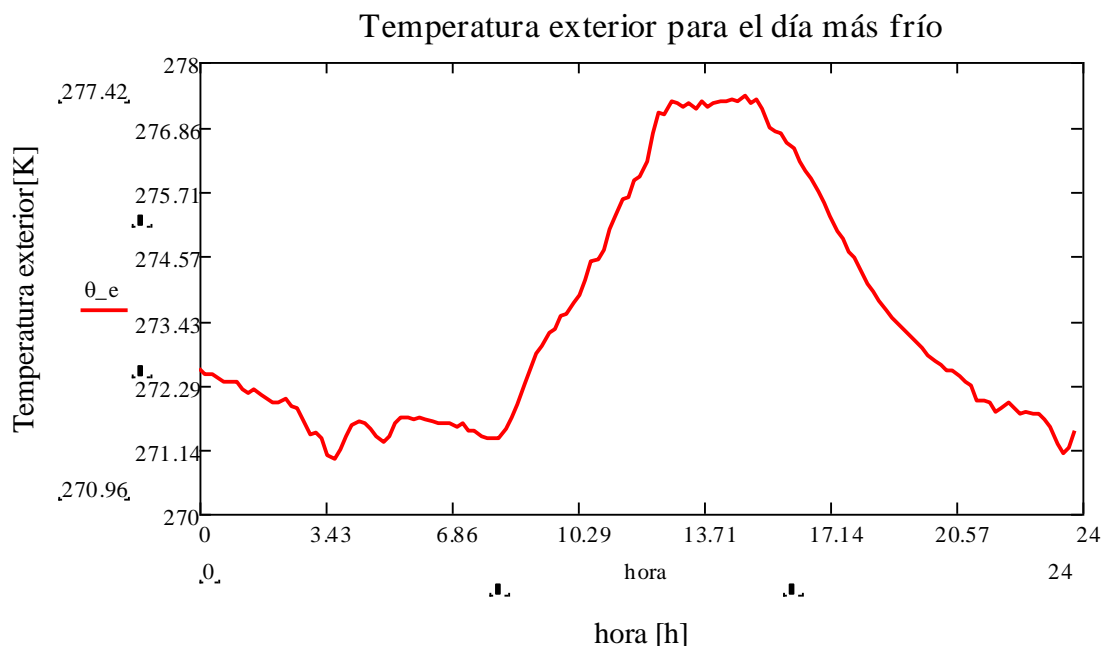


Figura 24. Evolución de la temperatura exterior para el día más frío de la temporada de calefacción (03/02/2012).

La temperatura mínima del día representado es alcanzada entre las 7 y las 8h de la mañana, siendo de unos -2°C . Sin embargo, la máxima se registra entre las 15 y las 16 h del 12 de febrero de 2012, alcanzando un valor de $4,5^{\circ}\text{C}$.

El siguiente paso es proceder al cálculo de la **carga térmica estacionaria** a aportar dicho día. Teniendo en cuenta que este proceso ha sido explicado con detalle en la ecuación (23), se adjunta a continuación la fórmula concreta seguida para la obtención de esta carga:

$$\Phi_{\text{i}} := \left[\sum_{k=0}^5 \left(A_k \cdot U_{0_con_unidades_k} \right) \right] \cdot (\theta_{\text{e}} - \theta_{\text{i}}) + 1.30.0241000(\theta_{\text{e}} - \theta_{\text{i}}) \left(\frac{\text{W}}{\text{K}} \right)$$

Se ha de aclarar que el horario en el que la bomba de calor aporta carga térmica es de 7 a 20 h, por lo que la evolución de la carga térmica estacionaria a aportar por la máquina se representa en la siguiente figura:

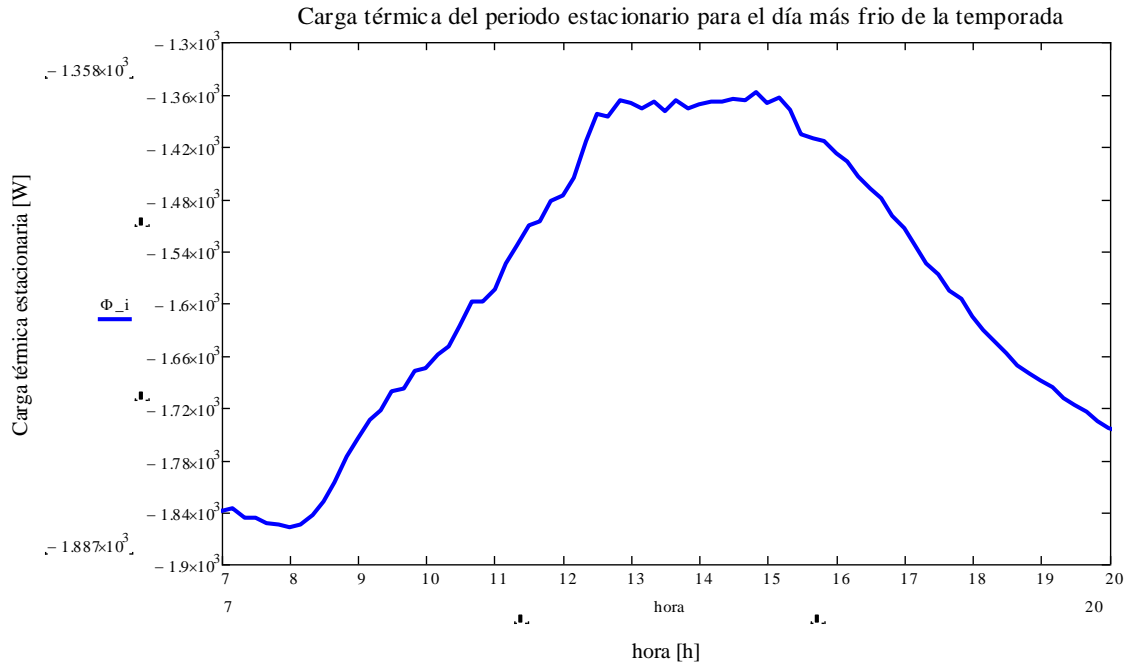


Figura 25. Evolución de la carga térmica de carácter estacionario a lo largo del día más frío de la temporada de calefacción (03/02/2012).

Teniendo en cuenta que al tratarse de calefacción se ha de aportar calor a la vivienda, razón por la que el signo de los resultados de la carga es negativo. Podemos observar que la máxima aportación de carga, sin tener en cuenta los efectos de las propiedades dinámicas de los materiales, es a las 8 de la mañana. Dicho valor es de unos -1,87 kW. Sin embargo, la mínima aportación de carga térmica a realizar alcanza un valor de -1,36 kW.

Se halla también la **demanda térmica considerando únicamente las condiciones estacionarias** como vemos a continuación. El parámetro hora irá del número 42 al 120, ya que con ello podemos representar las posiciones en el vector de las cargas estimadas desde las 7 a las 20 horas de ese día. Esto se debe a que como las temperaturas han sido recogidas cada 10 minutos, la posición del vector de temperaturas y por tanto la posición del vector de cargas número 42 corresponde a la toma de temperatura de las 7 de la mañana, la cual ya se incluye dentro del horario de calefacción.

La demanda hallada en este caso queda dividida entre 6, ya que se realizan 6 tomas de temperatura en una hora. Luego, para calcular la demanda hemos de sumar las demandas medias a lo largo de cada hora.

$$\text{demanda_características_térmicas_estacionarias} := \frac{\left(\sum_{\text{hora} = 42}^{120} \Phi_{i_{\text{hora}}} \right)}{6}$$

$$\text{demanda_características_térmicas_estacionarias} = -2.809 \times 10^4 \text{ W} \cdot \text{h}$$

Con todas las propiedades de carácter periódico definidas, se procederá al cálculo de la carga adicional durante el día bajo estudio debida a la inercia térmica. Para ello se seguirá la definición de matriz de transferencia térmica, usando la ecuación (49). El resultado obtenido será la **demanda térmica suplementaria** para dicho día.

$$\Phi_{i_amplitud_24\text{horas}} := \sum_{\text{hora_24}=0}^{23} - \left[\sum_{k=0}^{(1-2)} \left[Y_{1k} \cdot A_k \cdot (\text{amplitudes_cada_hora_int}_{\text{hora_24}}) - Y_{2k} \cdot A_k \cdot (\text{amplitudes_cada_hora_ext}_{\text{hora_24}}) \right] \right]$$

$$\Phi_{i_amplitud_24\text{horas}} = -7.714 \times 10^3 \text{ W} \cdot \text{h}$$

Las amplitudes de temperatura exterior introducidas en la anterior ecuación (49), son las diferencias entre la máxima y la mínima temperatura para cada hora del día bajo estudio. Por otro lado, la amplitud de temperatura interior de cada hora tendrá un valor significativo una vez que se apague la calefacción.

Hipótesis 8: La cantidad de grados que puede bajar la temperatura interior para el día representado se obtiene de la gráfica de la figura 26, basada en la publicación de las “*ACTAS de las II Jornadas de Investigación en Construcción*” del Instituto de Ciencias de Construcción Eduardo Torroja. Dicha bajada de temperatura será la que se produce en las 11 horas en las que el sistema de calefacción se encuentra apagado, para ese día en concreto. **Para obtener el descenso de temperatura interior para cada hora realizamos la hipótesis**, para simplificar los cálculos, **de que ésta bajará la misma cantidad de grados Kelvin por hora.**

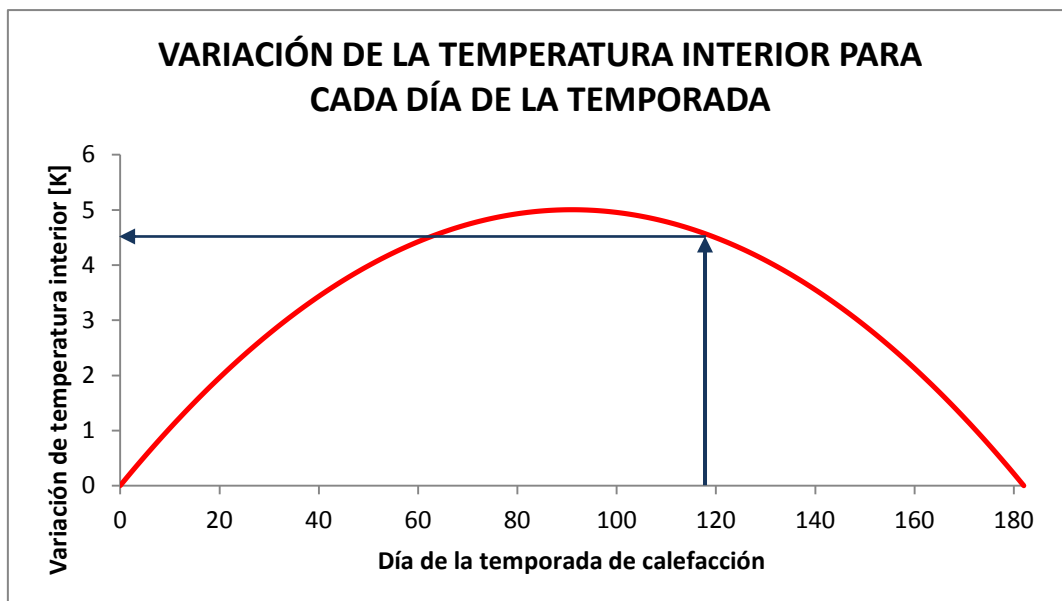


Figura 26. Variación de la temperatura interior para el día más frío de la temporada de calefacción (03/02/2012).

Luego, la **demanda total** para este día característico será la suma de la demanda estacionaria y la demanda suplementaria teniendo en cuenta las propiedades dinámicas de los materiales:

$$\text{demanda_total} = -35,80 \text{ kW} \cdot \text{h}$$

- *Día más cálido de la temporada de calefacción: 15 de marzo de 2012 (día 135 de la temporada).*

En un primer lugar, se procede a la **representación de las temperaturas exteriores** al cerramiento alcanzadas en el día más cálido de la temporada.

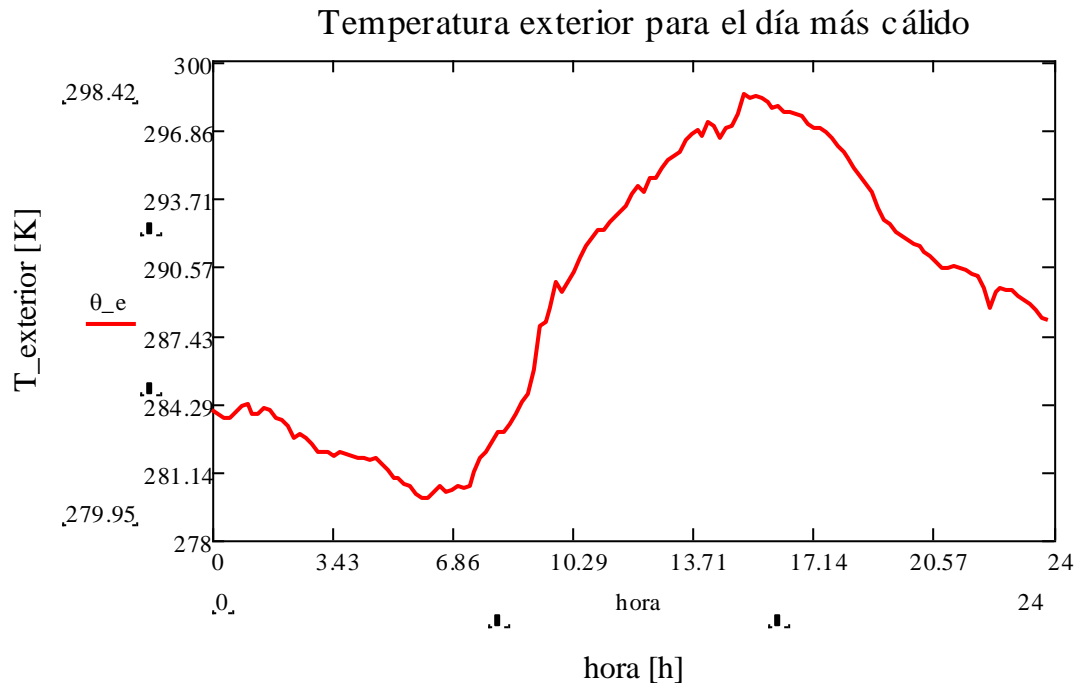


Figura 27. Evolución de la temperatura exterior para el día más cálido de la temporada de calefacción (15/03/2012).

La temperatura mínima se alcanzará sobre las 6 h de la mañana. Por otro lado, la máxima es registrada sobre las 15 h del 15 de marzo de 2012. La temperatura máxima representada es de 25,5 °C, sin embargo la mínima es de 7°C.

El proceso a continuación realizado es el cálculo de la **carga térmica estacionaria**. Además, se detalla la forma que adopta la ecuación (23) en la programación realizada y la evolución de dicha carga a lo largo de tiempo en el horario de calefacción:

$$\Phi_i := \left[\sum_{k=0}^5 \left(A_k \cdot U_{0_con_unidades_k} \right) \cdot (\theta_e - \theta_i) + \left[1.30.0241000((\theta_e - \theta_i)) \left(\frac{W}{K} \right) \right] \right]$$

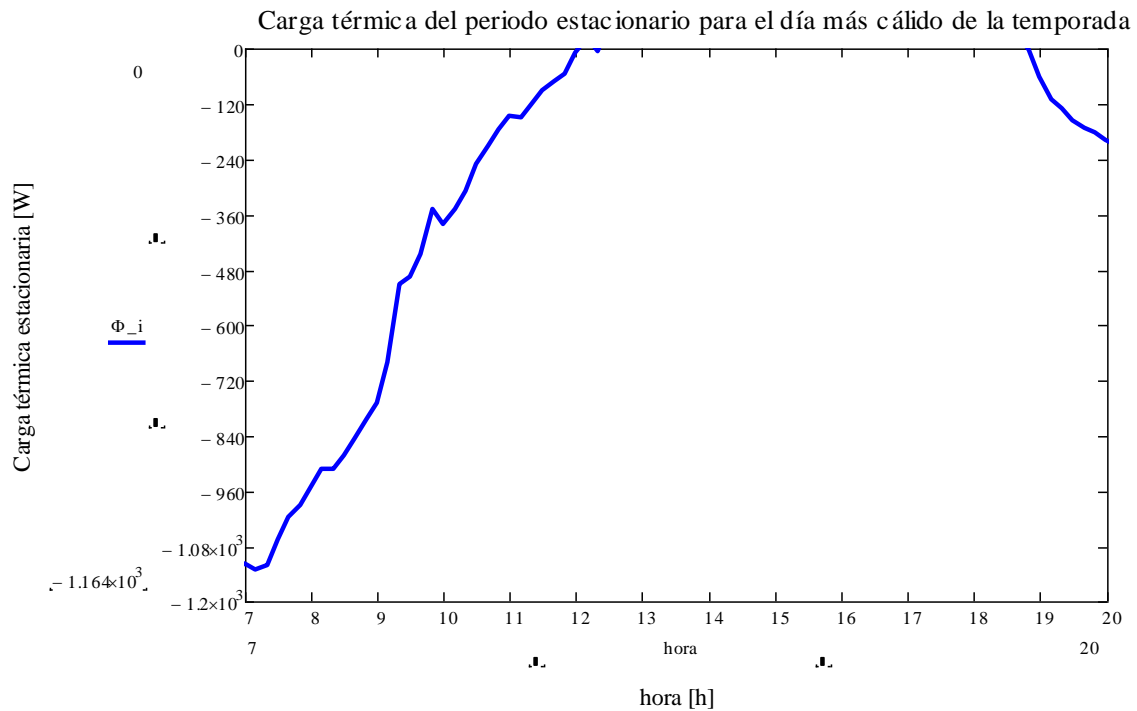


Figura 28. Evolución de la carga térmica de carácter estacionario a lo largo del día más cálido de la temporada de calefacción (15/03/2012).

Podemos observar que la máxima aportación de carga, sin tener en cuenta los efectos de las propiedades dinámicas de los materiales, es sobre las 7 h de la mañana. Dicha carga es de unos -1,1 kW. Sin embargo, desde las 12h hasta aproximadamente las 19 h el aporte de carga térmica es nulo.

Se halla también la **demanda térmica considerando únicamente las condiciones estacionarias** de la manera representada a continuación. Se sigue la misma metodología que la explicada para el caso del día más frío de la temporada.

$$\text{demanda_características_térmicas_estacionarias} := \frac{\left(\sum_{\text{hora} = 42}^{120} \Phi_{i_{\text{hora}}} \right)}{6}$$

$$\text{demanda_características_térmicas_estacionarias} = -4.09 \times 10^3 \text{ W} \cdot \text{h}$$

Con todas las propiedades de carácter periódico definidas, se procederá al cálculo de la carga adicional durante el día bajo estudio debida a la inercia térmica. Para ello se seguirá la definición de matriz de transferencia térmica, usando la ecuación

(49). Si se realiza el sumatorio de dicha ecuación para las 24 horas del día se obtiene la **demanda térmica suplementaria** para todo éste día.

$$\Phi_{i_amplitud_24horas} := \sum_{hora_24=0}^{23} - \left[\sum_{k=0}^{(1-2)} \left[Y_{1k} \cdot A_k \cdot (amplitudes_cada_hora_int_{hora_24}) - Y_{1k} \cdot A_k \cdot (amplitudes_cada_hora_ext_{hora_24}) \right] \right]$$

$$\Phi_{i_amplitud_24horas} = -5.733 \times 10^3 \text{ W}\cdot\text{h}$$

Las amplitudes de temperatura exterior introducidas en la anterior ecuación (49), son las diferencias entre la máxima y la mínima temperatura para cada hora del día en estudio. Por otro lado, la amplitud de temperatura interior vendrá dada al dividir la cantidad de grados totales que disminuye la temperatura interior del cerramiento, representados en la figura 29, entre las horas en las que se encuentra apagada la calefacción.

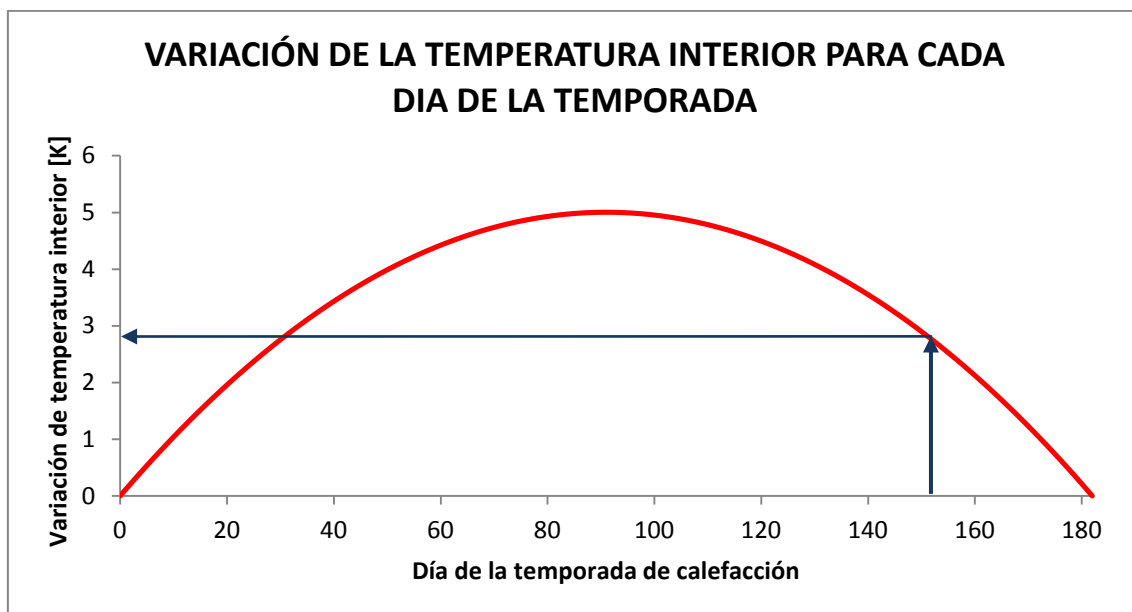


Figura 29. Variación de la temperatura interior para el día más cálido de la temporada de calefacción.

Nota: Podemos observar que la demanda suplementaria del día representado debida a la inercia térmica es superior a la esperada, ya que tras estudios experimentales se ha aproximado un valor de demanda suplementaria de un 30% de la demanda en régimen estacionario.

Esto se debe a que la estimación de la bajada de temperatura interior a una parábola no es exacta, ya que para el día más caluroso dicha caída de temperatura interior debería ser de las mínimas de la temporada de calefacción. Pero como el día más cálido de la temporada no se encuentra cerca de los extremos del eje temporal



del gráfico de la figura 29, el valor de la inercia térmica sale más elevado de lo esperado. Esto sucede al otorgarle una variación de temperatura interior más elevada de lo que correspondería.

Con todas estas aclaraciones, se obtiene una demanda total para el día con una mayor temperatura media de la temporada de:

$$\text{demanda_total} = -9.82 \text{ kW} \cdot \text{h}$$

- *Día con temperaturas intermedias de la temporada de calefacción: 23 de febrero de 2012 (día 114 de la temporada).*

La **evolución de las temperaturas exteriores** durante este periodo se representan en la siguiente gráfica:

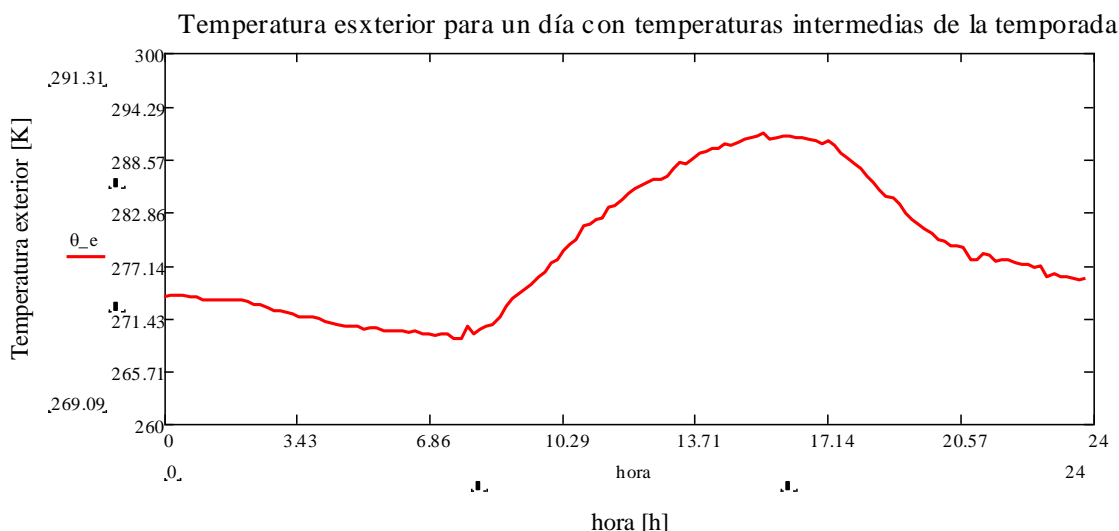


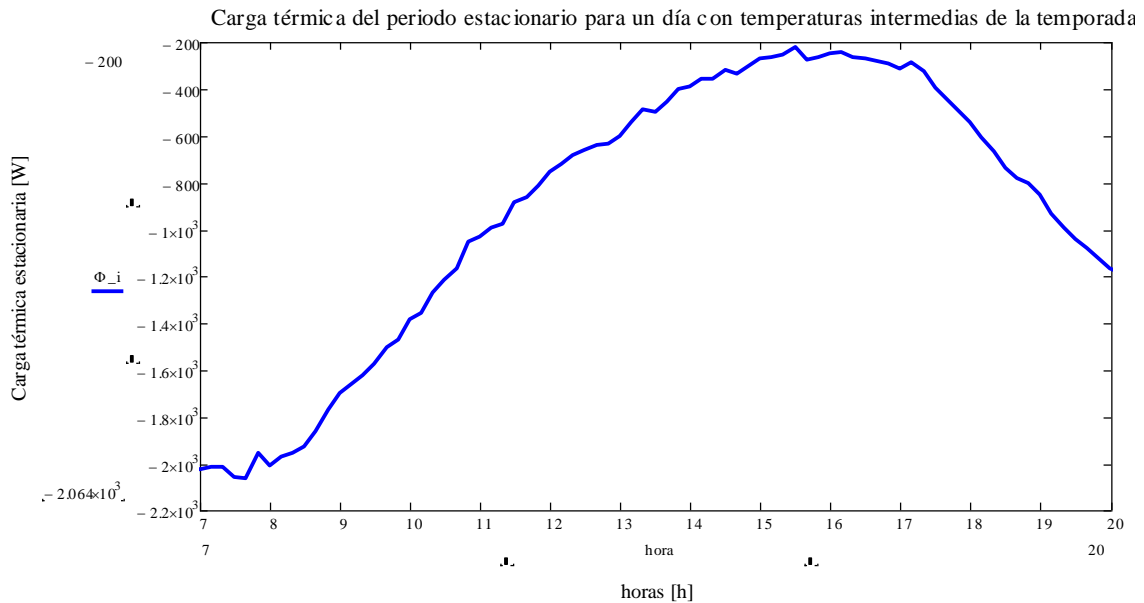
Figura 30. Evolución de la temperatura exterior para un día con temperaturas intermedias de la temporada de calefacción (23/02/2012).

La temperatura mínima se alcanzará entre las 7 y las 8 de la mañana. Sin embargo, la máxima es registrada entre las 15 y las 16 h del 23 de febrero de 2012. La temperatura máxima representada es de 18,31 °C, por otro lado la mínima es de -3,9°C.

A continuación, se halla la **carga térmica estacionaria** a aportar dicho día. Para este cálculo se ha de tener en cuenta la ecuación (23) descrita en apartados anteriores, la cual queda especificada en la programación de la siguiente forma:

$$\Phi_i := \left[\sum_{k=0}^5 \left(A_k \cdot U_{0_con_unidades_k} \right) \cdot (\theta_e - \theta_i) + \left[1.30.0241000((\theta_e - \theta_i)) \left(\frac{W}{K} \right) \right] \right]$$

Gráficamente, queda representada de la siguiente forma dicha carga estacionaria:



Se puede observar que la máxima aportación de carga, sin tener en cuenta los efectos de las propiedades dinámicas de los materiales, es entre las 7 y las 8 de la mañana con un valor de -2,1 kW. Sin embargo, la mínima carga térmica a aportar alcanza un valor de -0,250 kW.

Se obtiene también la **demanda térmica considerando únicamente las condiciones estacionarias** de la manera representada a continuación. Las explicaciones relativas a subíndices, se han especificado anteriormente para los otros dos casos analizados.

$$\text{demanda_características_térmicas_estacionarias} := \frac{\left(\sum_{\text{hora} = 42}^{120} \Phi_{-i_{\text{hora}}} \right)}{6}$$

$$\text{demanda_características_térmicas_estacionarias} = -1.605 \times 10^4 \text{ W} \cdot \text{h}$$

Con todas las propiedades de carácter periódico definidas, se procederá al cálculo de la carga adicional durante el día bajo estudio debida a la inercia térmica. Para ello se seguirá la definición de matriz de transferencia térmica, usando la ecuación (49). El resultado obtenido será la demanda térmica suplementaria para dicho día.

$$\Phi_{i_amplitud_24horas} := \sum_{hora_24=0}^{23} - \left[\sum_{k=0}^{(1-2)} \left[Y_{1k} \cdot A_k \cdot (amplitudes_cada_hora_int_{hora_24}) - Y_{2k} \cdot A_k \cdot (amplitudes_cada_hora_ext_{hora_24}) \right] \right]$$

$$\Phi_{i_amplitud_24horas} = -6.980 \times 10^3 \text{ W}\cdot\text{h}$$

Las amplitudes de temperatura exterior introducidas en la anterior ecuación (49), son las diferencias entre la máxima y la mínima temperatura para cada hora del día en estudio. Por otro lado, la amplitud de temperatura interior de cada hora será el resultado de dividir los grados totales de bajada de temperatura interior para ese día entre el número total de horas en las cuales el sistema de calefacción está apagado.

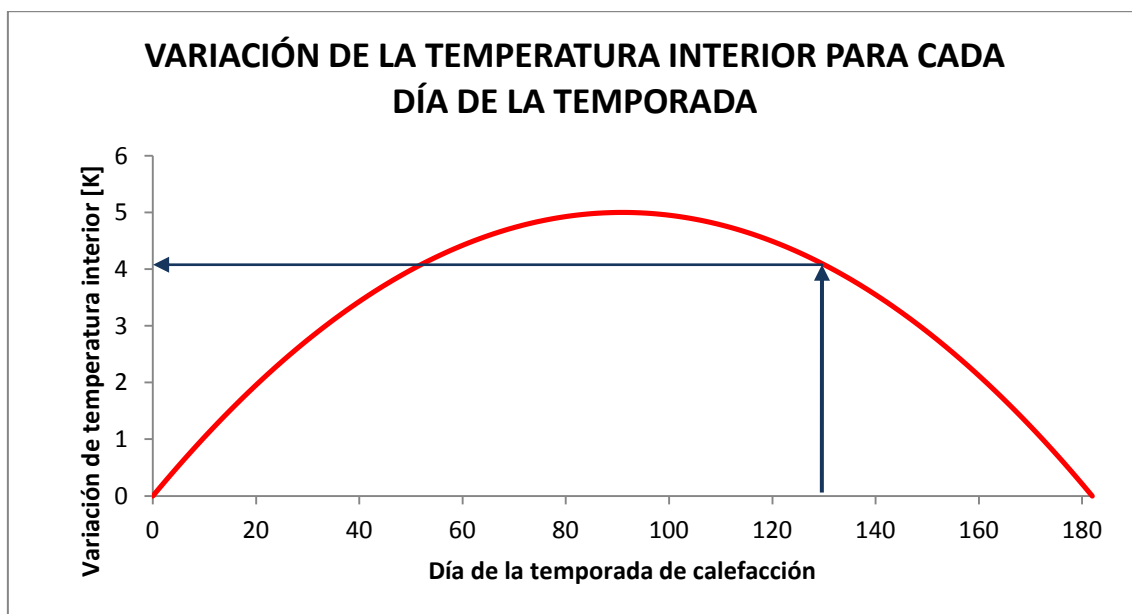


Figura 32. Variación de la temperatura interior para día de la temporada de calefacción con temperaturas intermedias (23/02/2012).

Se obtiene finalmente la **demanda total** para este día, la cual será la suma de la demanda sin tener en cuenta las propiedades dinámicas de los materiales más la demanda en régimen dinámico.

$$\text{demanda_total} = -23.030 \text{ kW} \cdot \text{h}$$

6. Resultados de la programación informática para la obtención de la carga adicional debida a la inercia térmica. Simulación para toda la temporada de calefacción.

En el presente apartado se simulan las temperaturas exteriores cada 10 minutos para toda la temporada de calefacción, además de la bajada de temperatura interior para cada día al quitar la calefacción.

Por otro lado se representan las cargas y demandas necesarias, tanto sin considerar las propiedades dinámicas de los materiales como considerando estas.

Por último, se expondrá la demanda total, es decir la suma de la demanda considerando dichas propiedades dinámicas y la demanda sin considerar éstas propiedades, analizando los datos obtenidos.

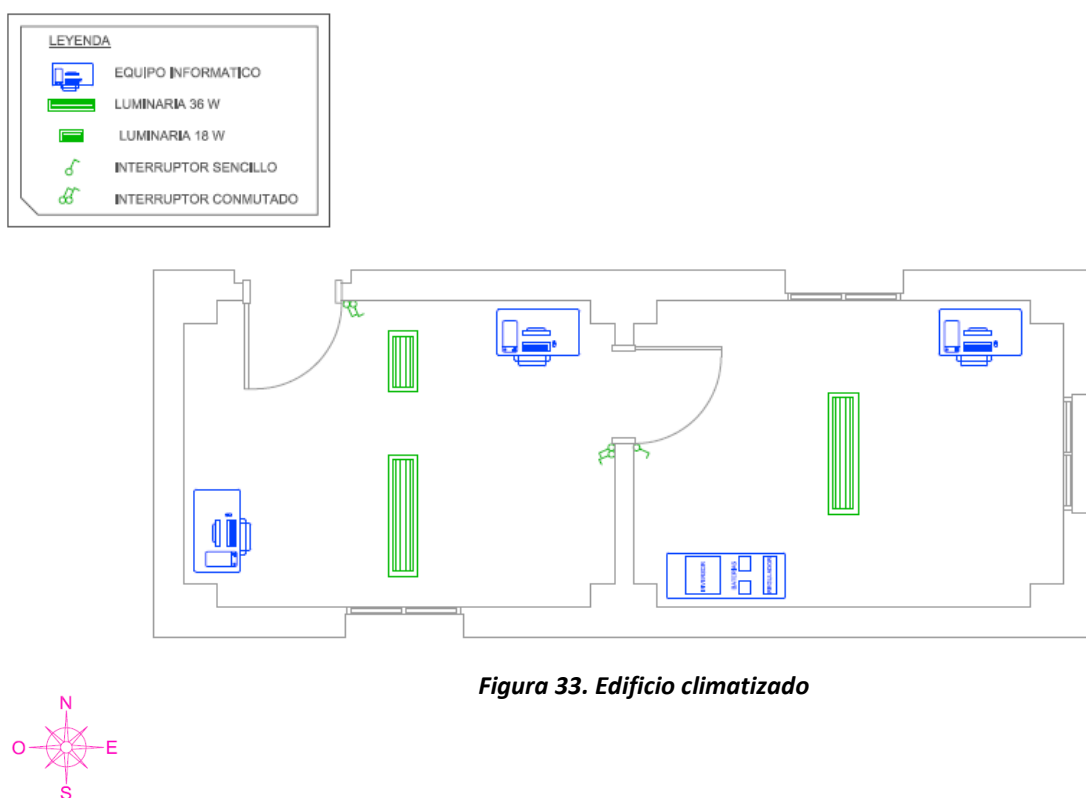


Figura 33. Edificio climatizado

➤ *Evolución de la temperatura exterior.*

Como se ha dicho anteriormente, se debe tener en cuenta que el 11 de noviembre del 2011 corresponde al día 0. Por otro lado, el día 182 será el 30 de abril de 2012.

En la siguiente figura se muestra la evolución de la temperatura exterior a lo largo de toda la temporada de calefacción. El día en el cual se alcanza una temperatura más baja es el día 104, correspondiente al día 13 de febrero del 2012. La temperatura alcanzada es de -8,54 °C.

Por otro lado, el día en el que se alcanza una temperatura más alta corresponde al día 135, dicho día es el 15 de marzo de 2012. Su temperatura máxima es de unos 23°C.

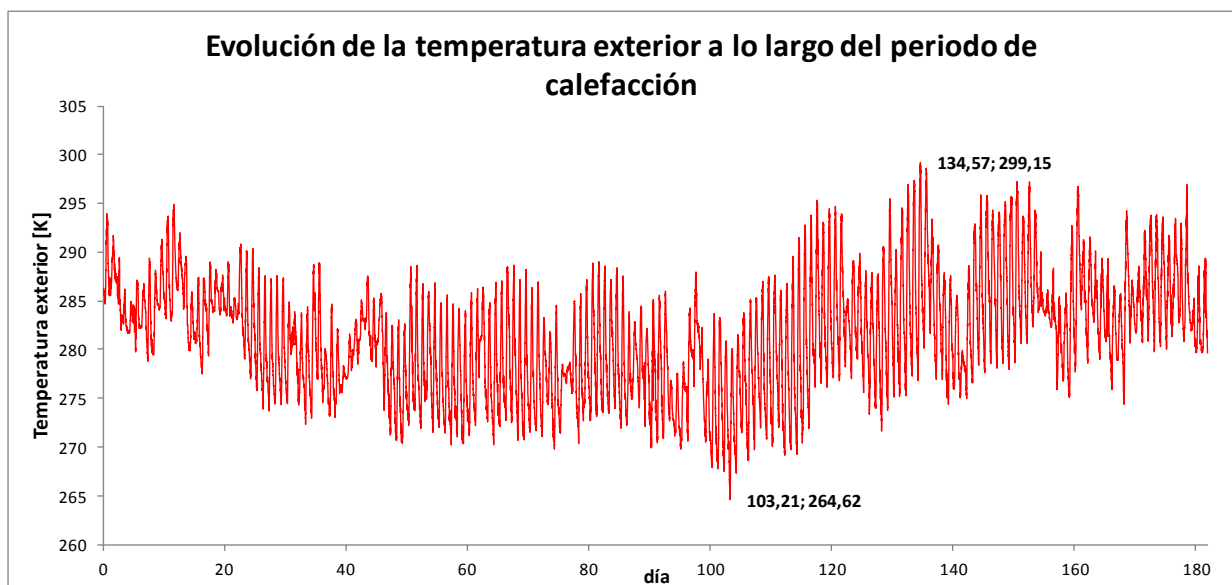


Figura 34. Evolución de la temperatura exterior.

➤ *Variación de la temperatura interior.*

Como se ha comentado anteriormente, la distribución del decremento de temperatura interior a lo largo de la temporada de calefacción se ha estimado siguiendo la forma de una parábola de la ecuación (50). Dicha distribución parabólica queda indicada a continuación:

$$\Delta t_{interior} = -6,044 \cdot 10^{-4} \cdot d^2 + 0,11 \cdot d$$

Los grados totales que puede bajar la temperatura interior para cada día de la temporada de calefacción se obtiene de la gráfica representada a continuación, partiendo de la premisa de que la máxima bajada de temperatura interior corresponde al día con una temperatura exterior media más baja.

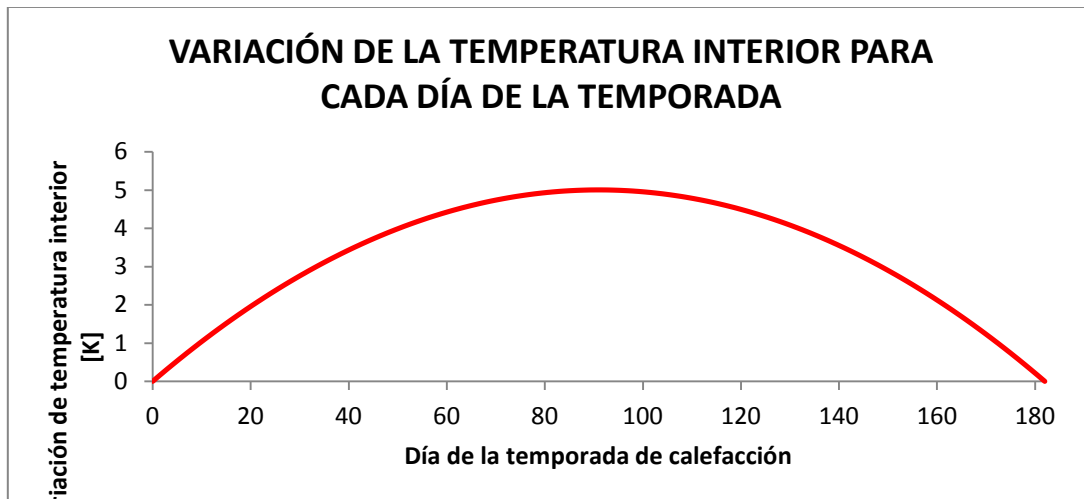


Figura 35. Variación de la temperatura interior para cada día de la temporada de calefacción.

Dicha variación de temperaturas ha sido basada en la publicación de las “ACTAS de las II Jornadas de Investigación en Construcción” del Instituto de Ciencias de Construcción Eduardo Torroja, artículo del Dr. Marcelo Izquierdo Millán.

Como método aproximado y haciendo referencia a la hipótesis 7, para obtener el descenso de temperatura interior de cada hora en la que esté apagado el sistema de calefacción, se realiza la hipótesis de que ésta bajará la misma cantidad de grados Kelvin por hora.

➤ *Evolución de la carga térmica, sin considerar las propiedades dinámicas de los materiales.*

Para el cálculo de la carga térmica incluida en este apartado, no se han tenido en cuenta las características dinámicas de los materiales. En dicha representación se incluyen las cargas térmicas calculadas dentro del horario de calefacción, es decir de 7 a 20 h.

Los resultados del cálculo de las **cargas son negativas**, ya que siguiendo el **criterio de signos de la normativa UNE-EN ISO 13786** al deber aportarse dicha carga adquiere el signo indicado.

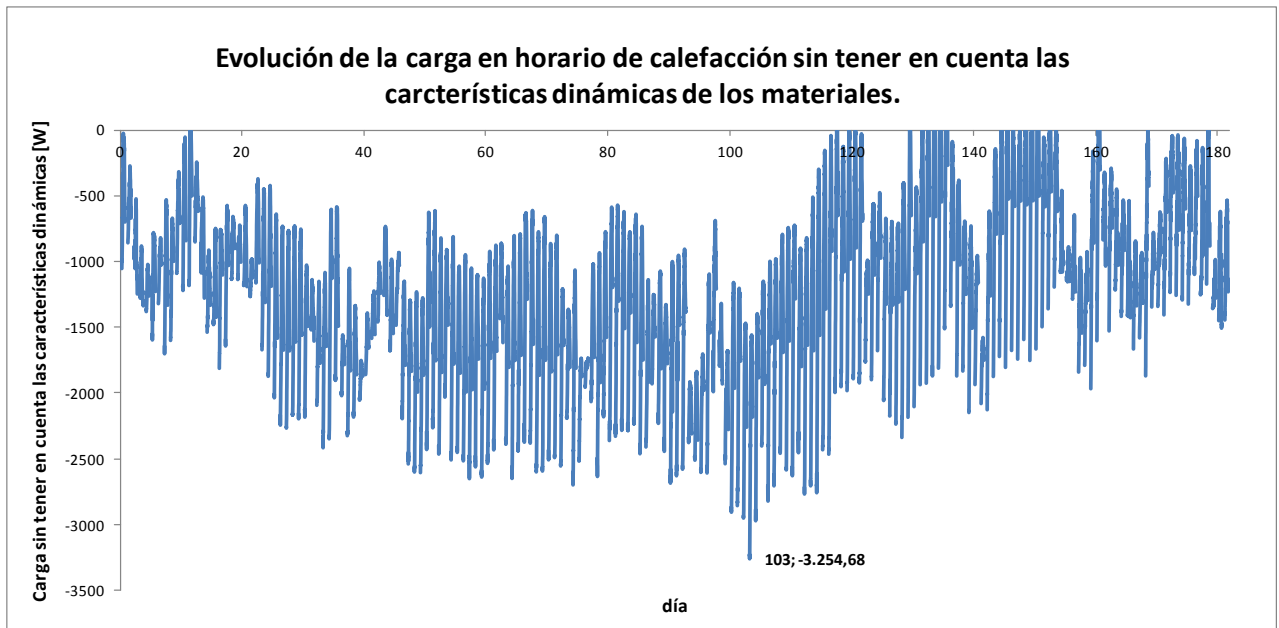


Figura 36. Evolución de la carga térmica en el horario de calefacción sin tener en cuenta las características dinámicas de los materiales.

Como observamos, la máxima carga será para el momento correspondiente a la mínima temperatura como era de esperar.

En los tres casos que hemos estudiado anteriormente, se ha descrito como día más frío aquel el cual se tiene una mayor demanda diaria. Dicho día no coincide con aquel que alcanza la carga máxima de la temporada o, lo que es lo mismo, con el día que alcanza la menor temperatura de la temporada de calefacción.

Por otro lado, el día representado en las simulaciones como más cálido es aquel que alcanza la máxima temperatura de la temporada. Además corresponde con el día de menor demanda energética del periodo estudiado, es decir con el día con una temperatura media exterior más alta.

Por lo que, como ha sido expuesto en los cálculos de la programación la carga máxima a aportar sin tener en cuenta las propiedades dinámicas es de -3,26 kW.

➤ ***Demanda térmica en régimen permanente para toda la temporada de calefacción.***

La demanda térmica resultante para toda la temporada de calefacción sin considerar las características térmicas dinámicas, es representada en la figura 37.

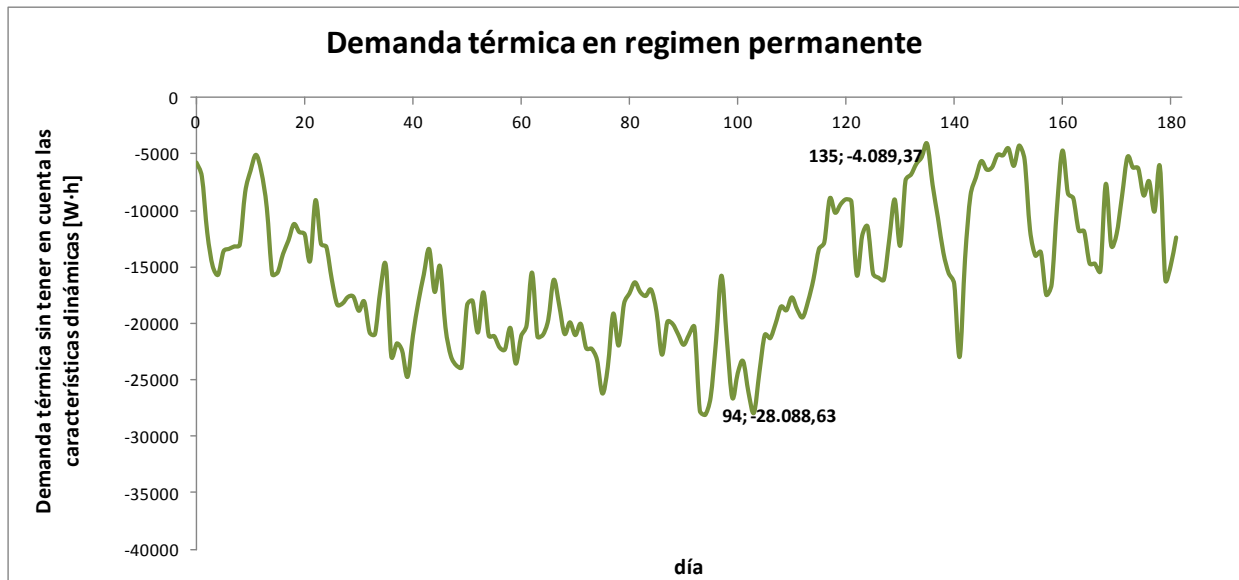


Figura 37. Demanda térmica en régimen permanente para la temporada de calefacción.

El máximo y el mínimo de esta demanda corresponden a dos días característicos representados en la simulación explicativa del método seguido. De esta manera, el máximo se registra el día 3 de febrero del 2012 con una demanda a aportar de -28,09 kW·h. El mínimo de la demanda descrita corresponde al día 15 de marzo de 2012, en el cual se alcanza un valor de -4,09 kW·h.

➤ ***Demanda térmica considerando las propiedades dinámicas de los materiales.***

Para la obtención la inercia térmica se sabe, tras analizar la ecuación (49) obtenida de la matriz de transferencia descrita en el apartado 4, “Cálculo de cargas térmicas en régimen dinámico (Inercia térmica)”, que la mayor influencia en el cálculo de la demanda suplementaria es el decremento de temperatura interior de la casa.

La distribución de la variación de temperaturas interiores se ha aproximado a una ecuación parabólica. Por esta razón, la demanda adicional para suplir los efectos de la inercia térmica al apagarse la calefacción se caracteriza por la forma parabólica adoptada.

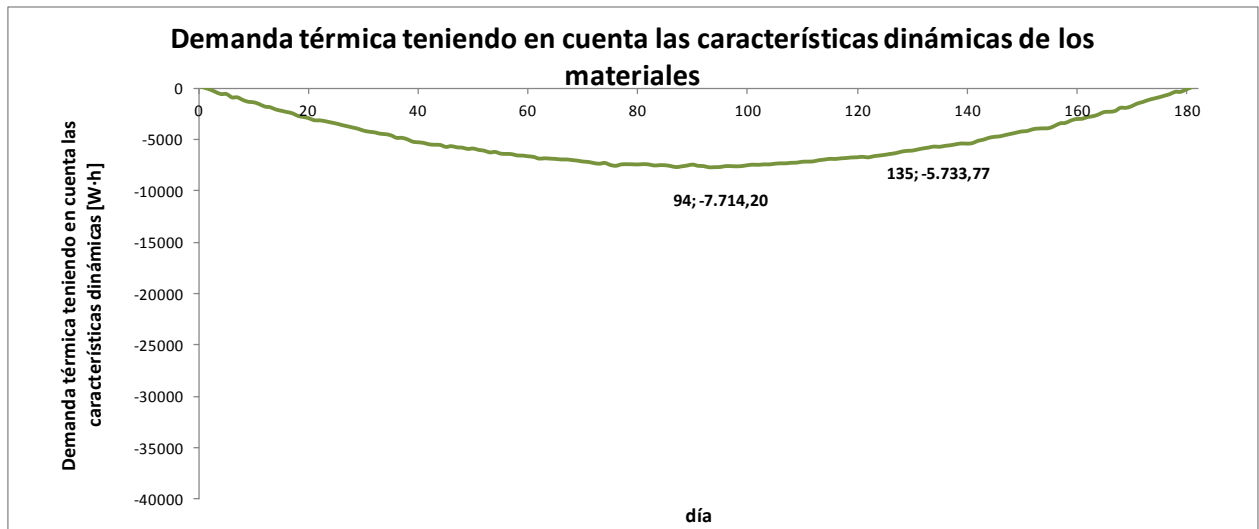


Figura 38. Demanda térmica teniendo en cuenta exclusivamente las características térmicas dinámicas de los materiales.

Se ha considerado que el mayor descenso de temperatura corresponde al día considerado como más frío, el día 3 de febrero de 2012. Para dicho día, la demanda adicional debida a la inercia térmica será de 7,7 kW·h.

➤ **Demanda total durante todo el periodo de calefacción.**

A continuación se representa la demanda térmica total a lo largo del periodo de calefacción. En ella se incluye tanto la demanda teniendo en cuenta las características dinámicas de los materiales, como aquella en la que no lo tiene en cuenta.

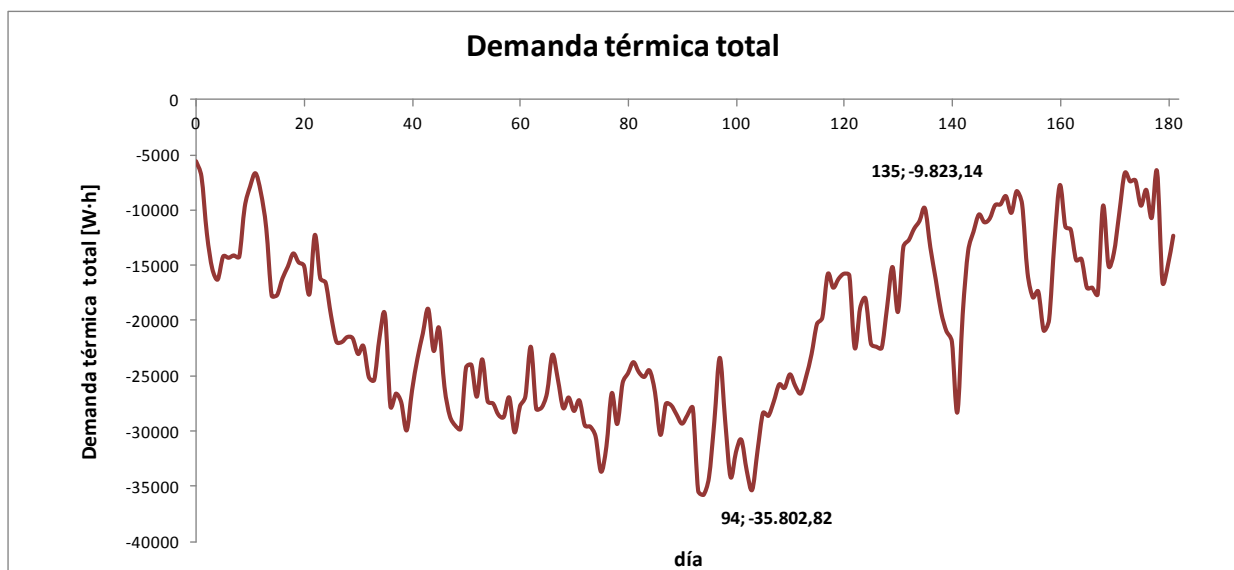


Figura 39. Demanda térmica total a lo largo del periodo de calefacción

La demanda térmica total máxima a aportar, correspondiente al día considerado como más frío, es de -35,80 kW·h. Por otro lado, el día considerado como más cálido alcanza una demanda total de 9,82 kW·h.

Para una mejor visualización queda adjunta a continuación la demanda total, es decir la suma de la demanda en régimen dinámico y estacionario, para cada mes de la temporada de calefacción.

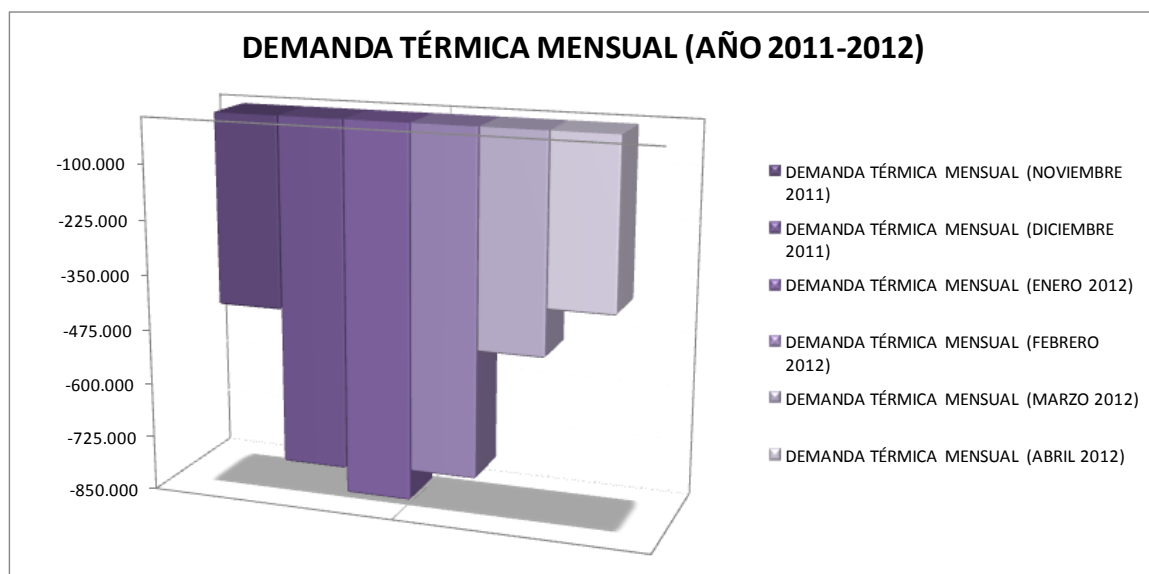


Figura 40. Demanda térmica total para cada mes de la temporada de calefacción.

En la siguiente tabla quedan especificadas las demandas térmicas mensuales, siendo el mes de Enero aquel con mayor demanda en valor absoluto (848,10 kW·h). El mes con una menor demanda térmica a aportar corresponde al mes de Abril, teniendo que suministrar 382,30 kW·h.

Tabla 19. Demanda térmica total para cada mes de la temporada de calefacción.

MES DE LA TEMPORADA DE CALEFACCIÓN (AÑO 2011-2012)	DEMANDA TÉRMICA TOTAL [kW·h]
NOVIEMBRE DEL AÑO 2011	-436,58
DICIEMBRE DEL AÑO 2011	-781,33
ENERO DEL AÑO 2012	-848,10
FEBRERO DEL AÑO 2012	-779,14
MARZO DEL AÑO 2012	-488,98
ABRIL DEL AÑO 2012	-382,30

La demanda total de potencia térmica de la instalación, para un año de funcionamiento en la temporada de calefacción, es de 3.726,43 kW·h. La potencia media demandada durante este periodo es de 20.47 kW·h.

7. Especificación de la bomba de calor

Todos los conceptos teóricos y procedimientos de cálculo seguidos en el apartado actual han sido basados en los “apuntes de la asignatura: Instalaciones Térmicas. Sistema de Compresión Mecánica de Vapor” del Dr. Marcelo Izquierdo Millán y de la información recogida del Instituto Internacional del Frío.

7.1. Valores significativos de calefacción

En este apartado, se obtienen los valores de temperatura de condensación y de evaporación para la instalación bajo estudio:

➤ Condensador

A la entrada del condensador, las condiciones del refrigerante elegido son las de un vapor recalentado. En su interior, el refrigerante transfiere el calor de condensación, $Q_{\text{condensador}}$, a un fluido exterior llamado fluido condensante, que normalmente es aire o agua y consigue transformarse al estado líquido.

El condensador es un intercambiador de calor de área finita, por lo que necesitamos una diferencia de temperatura entre el refrigerante y los fluidos interiores para que haya transferencia de calor. Esto implica que la temperatura de condensación tiene que ser superior a la del fluido condensante. El intervalo de temperaturas de condensación admitidas se encuentra entre los 50°C y 55 °C.

$$T_{\text{condensación}} = T_{\text{interior}} + \Delta t_c + \Delta t_{sc} = (21 + 20 + (14))^\circ\text{C} = 55^\circ\text{C}$$

Así mismo podemos calcular la temperatura de impulsión, la cual se encontrará entre los 40°C y los 45°C:

$$T_{\text{impulsión}} = 45^\circ\text{C}$$

Por tanto, el esquema del condensador queda de la siguiente manera:

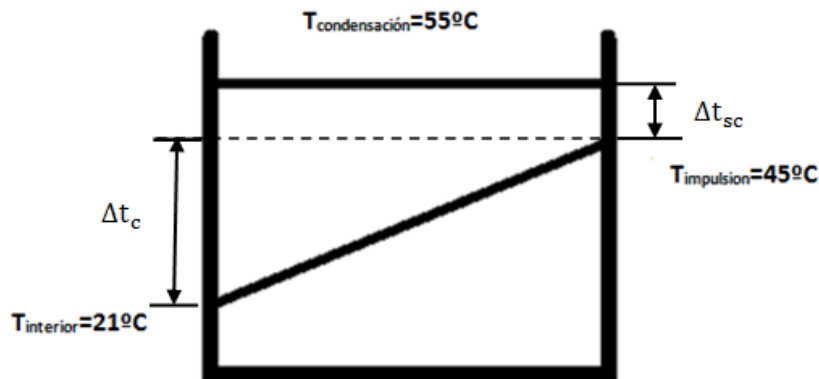


Figura 41. Condensador

➤ Evaporador

En el caso del evaporador, entra el refrigerante en un estado bifásico, en forma de vapor y líquido. En el evaporador el fluido exterior emite el calor latente de evaporación del refrigerante líquido, $Q_{\text{evaporador}}$, enfriándose a su vez. El enfriamiento del fluido exterior produce que el recinto y los productos que se encuentran alrededor se mantengan a menor temperatura que el entorno.

Al igual que el condensador, el evaporador es un intercambiador de calor con área finita, por lo que es necesaria una diferencia de temperaturas entre el refrigerante y el fluido exterior para el intercambio de calor. Esto significa que la temperatura de evaporación debe ser inferior a la temperatura exterior. Ésta puede estar comprendida entre -10°C y -15°C , en el caso de estudio se ha seleccionado como valor -10°C .

En este caso suponemos una diferencia de 5°C entre la temperatura exterior y la de salida del evaporador. Establecemos una temperatura exterior de $-3,7^{\circ}\text{C}$, dato proporcionado por las normas UNE 100001 y UNE 100014, por lo que la temperatura de salida del evaporador será de:

$$T_{\text{salida evaporador}} = T_{\text{ext}} - \Delta t = (-3,7 - 5)^{\circ}\text{C} = -8,7^{\circ}\text{C}$$

La temperatura exterior seleccionada es alcanzada un mayor número de veces que la temperatura extrema recogida durante la temporada de calefacción. Luego para que la bomba escogida no quede sobredimensionada, se selecciona la temperatura seca exterior dada por la normativa referenciada en el párrafo anterior. Dicho dato tiene en cuenta la función del recinto bajo estudio.

El esquema del evaporador quedará por tanto de la siguiente manera:

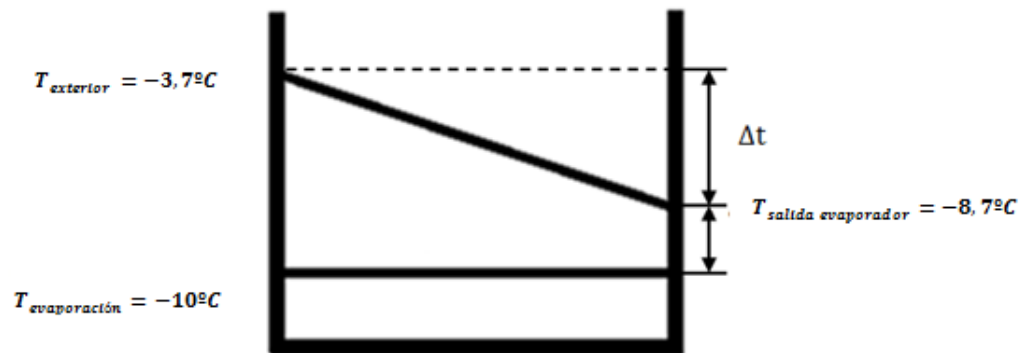


Figura 42. Condensador

Sólo falta por hallar el valor del subenfriamiento. Se estima que el **número de grados de sobrecalentamiento** está entre los 5 y los 20°C . Se ha escogido un valor de sobrecalentamiento de **10°C** , y como su relación aproximada con el **valor de subenfriamiento** es aproximadamente del doble tomaremos que es de 5°C .

$$\text{Grados}_{\text{subenf.}} = \frac{\text{Grados}_{\text{recal}}}{2} = \frac{10}{2} = 5^{\circ}\text{C}$$

7.2. Representación del ciclo real en el diagrama p-h

En la representación del ciclo real hay que tener en cuenta el sobrecalentamiento que se produce a la salida del evaporador y el subenfriamiento que hay a la salida del condensador. De ese modo, se realiza el diagrama p-h real, con los datos y explicaciones que se recogen a continuación. En este caso los cambiadores ya son reales, por lo que la $T_{\text{condensador}} = 55^{\circ}\text{C}$ y la $T_{\text{evaporador}} = -10^{\circ}\text{C}$. Los valores a continuación presentados se obtienen de los diagramas p-h correspondientes a los **refrigerantes R-410A y R-22**, los cuales pueden ser verificados en el Anexo B.

Se realizan los cálculos de especificación de la bomba utilizando los dos refrigerantes antes descritos para comparar sus resultados. Así se comprueba cuál es el refrigerante con el que se obtiene mayor eficiencia al utilizar la bomba de calor en modo calefacción. Independientemente de esta comparación la máquina escogida utilizará el refrigerante R-410A, debido a que la utilización del R-22 está prohibida por ser un HCFC. Este HCFC tiene un potencial de destrucción del ozono (ODP) de 0,03.

- Representación del ciclo real en el diagrama p-h del refrigerante R-22

Tabla 20. Puntos característicos del diagrama p-h del refrigerante R-22

	TEMPERATURA ($^{\circ}\text{C}$)	PRESIÓN (bar)	ENTALPIA (KJ/Kg)
1'	55	22,5	268
1	50	22,5	262
2	-10	3,7	262
3'	-10	3,7	402
3	-0	3,7	408
4'	90	22,5	453
4	105	22,5	463,39

Para calcular la relación de compresión y el rendimiento indicado, se debe corregir las presiones de condensación y evaporación teniendo en cuenta las pérdidas de carga que se producen en sus correspondientes aparatos, condensador y evaporador.

Las pérdidas más importantes son las originadas en el evaporador y en el condensador. Como regla práctica el evaporador se diseña para una pérdida de carga aproximada del 10% de la presión absoluta de trabajo, y el condensador para una pérdida de carga aproximada del 5% de dicha presión absoluta.

$$P_{\text{descarga}} = P_{\text{condensación}} + 0,05 \cdot P_{\text{condensación}} \rightarrow \text{PRESIÓN DE DESCARGA}$$

$$P_{\text{aspiración}} = 0,9 \cdot P_{\text{evaporación}} \rightarrow \text{PRESIÓN DE ASPIRACIÓN}$$

$$r_c = \frac{P_{\text{descarga}}}{P_{\text{aspiración}}} \rightarrow \text{RELACIÓN DE COMPRESIÓN}$$

Como $P_{\text{condensador}}=22,5$ bar y $P_{\text{evaporador}}=3,7$ bar, los valores son:

$$P_{\text{descarga}} = 23,63 \text{ bar}$$

$$P_{\text{aspiración}} = 3,33 \text{ bar}$$

Por tanto, la relación de compresión queda:

$$r_c = \frac{23,63}{3,33} = 7,09$$

Con la gráfica del rendimiento del refrigerante R22 y la relación de compresión, obtenida de los “apuntes de la asignatura: Instalaciones Térmicas. Sistema de Compresión Mecánica de Vapor” del Dr. Marcelo Izquierdo Millán, se obtiene el rendimiento indicado que tiene el sistema:

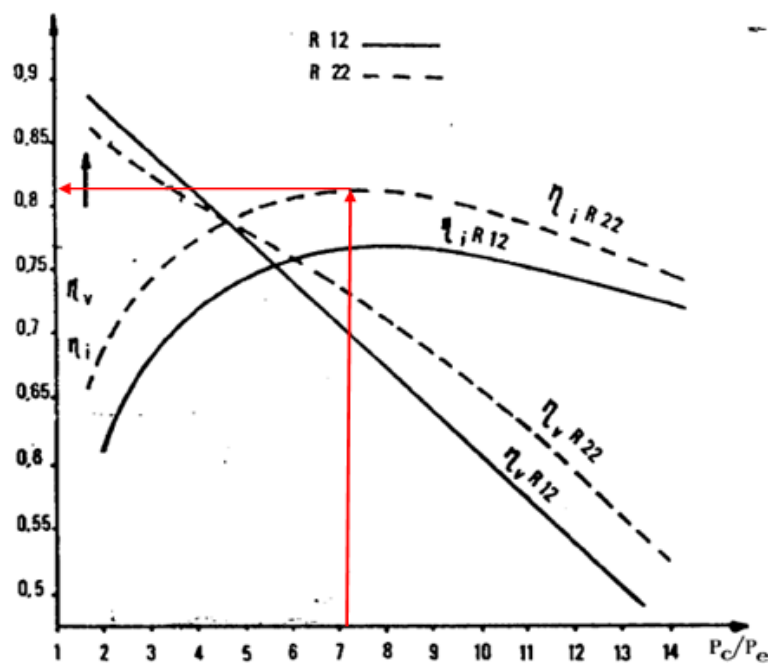


Figura 43. Gráfica relación de compresión vs rendimiento isentrópico para el refrigerante R-22, [13]

$$\eta_{IN} = f(r_c) = 0,812$$

Una vez obtenido el rendimiento indicado del refrigerante, podemos calcular la entalpía en el punto 4:

$$\eta_{IN} = \frac{h_{4'} - h_3}{h_4 - h_3}$$

Despejando el h_4 , que es lo que queremos calcular:

$$h_4 = \frac{h_{4'} - h_3}{\eta_{IN}} + h_3 = \frac{453 - 408}{0,812} + 408 = 463,39 \text{ KJ/Kg}$$

- **Representación del ciclo real en el diagrama p-h del refrigerante R-410A**

Tabla 21. Puntos característicos del diagrama p-h del refrigerante R-410A

	TEMPERATURA (°C)	PRESIÓN (bar)	ENTALPIA (KJ/Kg)
1'	55	35	296
1	50	35	284
2	-10	5,83	284
3'	-10	5,83	416
3	-0	5,83	428
4'	92	35	480
4	108	35	497,52

Como se ha explicado para el refrigerante anteriormente estudiado, para calcular la relación de compresión y el rendimiento indicado se debe corregir las presiones de condensación y evaporación. De esta manera se ha de tener en cuenta las pérdidas de carga que se producen en sus correspondientes aparatos, condensador y evaporador.

Las pérdidas más importantes son las originadas en el evaporador y en el condensador. Como regla práctica el evaporador se diseña para una pérdida de carga

aproximada del 10% de la presión absoluta de trabajo, y el condensador para una pérdida de carga aproximada del 5% de dicha presión absoluta.

$$P_{\text{descarga}} = P_{\text{condensación}} + 0,05 \cdot P_{\text{condensación}} \rightarrow \text{PRESIÓN DE DESCARGA}$$

$$P_{\text{aspiración}} = 0,9 \cdot P_{\text{evaporación}} \rightarrow \text{PRESIÓN DE ASPIRACIÓN}$$

$$r_c = \frac{P_{\text{descarga}}}{P_{\text{aspiración}}} \rightarrow \text{RELACIÓN DE COMPRESIÓN}$$

Como $P_{\text{condensador}}=35$ bar y $P_{\text{evaporador}}=5,83$ bar, los valores son:

$$P_{\text{descarga}} = 36,75 \text{ bar}$$

$$P_{\text{aspiración}} = 5,25 \text{ bar}$$

Por tanto, la relación de compresión queda:

$$r_c = \frac{36,57}{5,25} = 7,004$$

Con la gráfica del rendimiento del refrigerante R410A y la relación de compresión, obtenida de los “apuntes de la asignatura: Instalaciones Térmicas. Sistema de Compresión Mecánica de Vapor” del Dr. Marcelo Izquierdo Millán, se obtiene el rendimiento indicado que tiene el sistema:

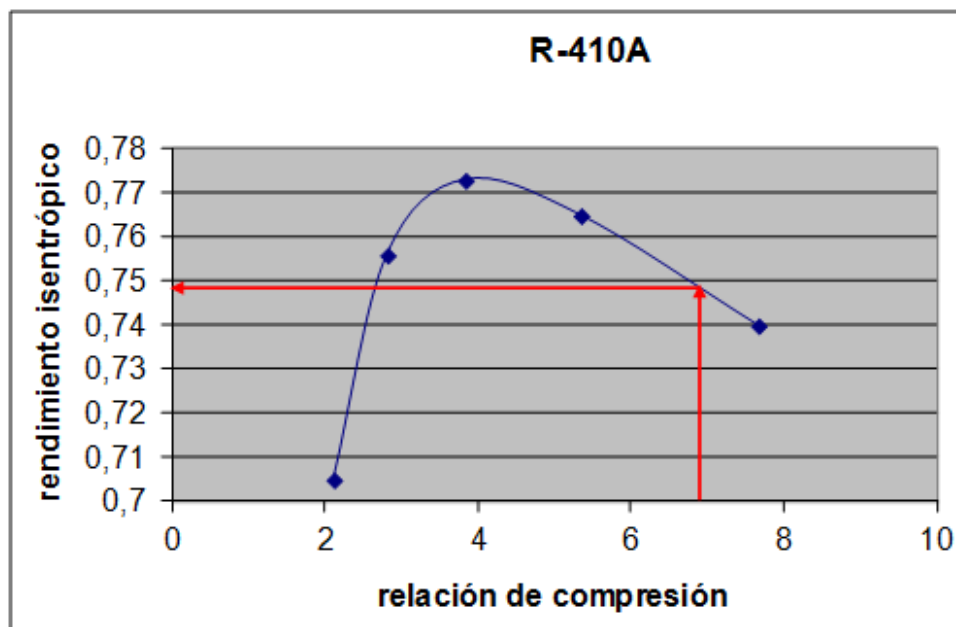


Figura 44. Gráfica relación de compresión vs rendimiento isentrópico para el refrigerante R-410a, [13]

$$\eta_{IN} = f(r_c) = 0,748$$

Una vez obtenido el rendimiento indicado del refrigerante, podemos calcular la entalpía en el punto 4:

$$\eta_{IN} = \frac{h_{4'} - h_3}{h_4 - h_3}$$

Despejando el h_4 , que es lo que queremos calcular:

$$h_4 = \frac{h_{4'} - h_3}{\eta_{IN}} + h_3 = \frac{480 - 428}{0,748} + 428 = 497,52 \text{ KJ/Kg}$$

7.3. Balance energético

Podemos ver los calores y el trabajo específico en el diagrama p-h del refrigerante R-22 y R-410A adjunto en el anexo B. Los puntos 1, 1', 3 y 3' están identificados en la tabla 19 y 20 anteriormente adjunta.

El tramo 3'-3, es el tramo de recalentamiento de vapor, donde el refrigerante pasa de vapor saturado a -10°C a vapor sobrecalentado a 0°C .

El tramo 1'-1, es el tramo de subenfriamiento del líquido, donde el refrigerante pasa de líquido saturado a 55°C a líquido subenfriado a 50°C .

Tanto el subenfriamiento, como el recalentamiento se producen en un intercambiador como el de la siguiente figura:

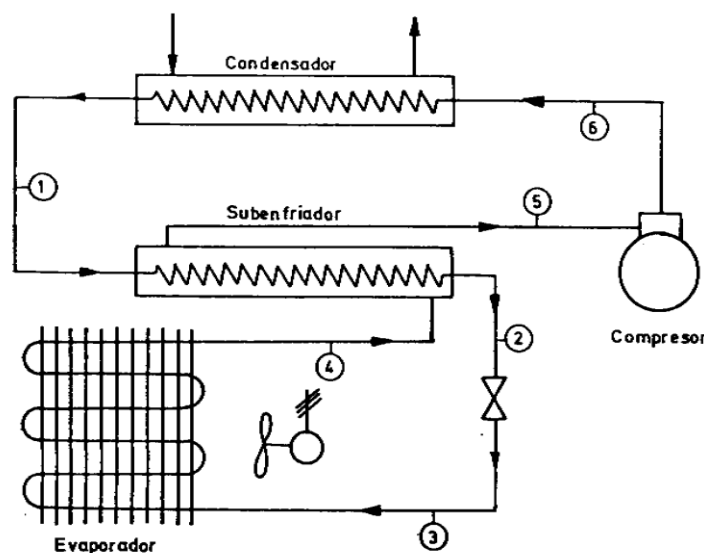


Figura 45. Intercambiador de calor recalentador-subenfriador de líquido (de Aroca), [13]

Nota importante: Por tanto, a la hora de hallar los calores específicos en el ciclo no se tendrá en cuenta los tramos 3'-3 y 1'-1, ya que el refrigerante no intercambia calor con el aire, si no con el mismo.

Se pasa ahora a averiguar los calores y el trabajo específico.

- Balance energético para el refrigerante R-22

El calor específico de evaporación es la diferencia de entalpías entre el punto 2 y el punto 3':

$$q_{\text{evaporador}} = h_{3'} - h_2 = 402 - 262 = 140 \text{ kJ/kg}$$

También se sabe que el calor específico de condensación es la diferencia de entalpías entre los puntos 4 y 1:

$$q_{\text{condensador}} = h_4 - h_{1'} = 463,38 - 268 = 195,38 \text{ kJ/kg}$$

Por otra parte, se ha de cumplir:

$$w_{\text{compresor}} = h_4 - h_3 = 463,38 - 408 = 55,38 \text{ kJ/kg}$$

Ahora se pasa a hallar el caudal de refrigerante que circula por la instalación. Se sabe que:

$$Q_{\text{condensador}} = q_{\text{condensador}} \cdot \dot{m}_{\text{refrigerante}}$$

Para el cálculo de la carga térmica del condensador, la cual se obtiene mediante la suma de todas las cargas estacionarias de la edificación y la carga debida a la inercia térmica, se ha tenido en cuenta que esta última **carga suplementaria la ha de aportar la bomba de calor durante 4 horas**.

Además, para realizar la especificación de la bomba de calor **se ha recogido una potencia media de la máquina, que corresponde al 21 de febrero del 2012 (día 112)**. Es decir, se ha utilizado como calor que ha de absorber el condensador el obtenido para la temperatura de $-3,7^\circ\text{C}$ alcanzada durante el horario de calefacción. Dicha temperatura de cálculo ha sido obtenida de la normativa UNE 100001 y UNE 100014.

Siguiendo los criterios indicados en los dos últimos párrafos, se muestra a continuación el cálculo realizado para hallar la potencia calorífica del condensador:

$$\begin{aligned} Q_{\text{condensador 7 horas}} &= Q_{\text{condensador estacionario}} + Q_{\text{condensador inercia repartida en 4h}} \\ &= 2,73 \text{ kW} + \frac{7,15}{4} = 4,52 \text{ kW} \end{aligned}$$

Despejando el caudal de refrigerante:

$$\dot{m}_{\text{refrigerante 7 horas}} = \frac{Q_{\text{condensador}}}{q_{\text{condensador}}} = \frac{4,52 \text{ kW}}{195,38 \text{ kJ/kg}} = 0,023 \text{ kg/s}$$

También podemos hallar la potencia que teóricamente nos da el compresor:

$$W_{\text{indicado 7 horas}} = w_{\text{indicado}} \cdot \dot{m}_{\text{refrigerante}} = 55,38 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \cdot 0,023 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 1,27 \text{ kW}$$

Igualmente, el calor de evaporación es:

$$Q_{\text{evaporador 7 horas}} = q_{\text{evaporador}} \cdot \dot{m}_{\text{refrigerante}} = 140 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \cdot 0,023 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 3,22 \text{ kW}$$

Ya se puede hallar la potencia del grupo moto-compresor, y la potencia del motor eléctrico de los cuales se necesitan su rendimiento, que se ha supuesto de 85%, tanto para el eléctrico, como para el mecánico.

$$W_{\text{mecánica 7 horas}} = \frac{W_{\text{indicado 7 horas}}}{\eta_{\text{mecánico}}} = \frac{1,27 \text{ kW}}{0,85} = 1,49 \text{ kW}$$

$$W_{\text{eléctrica 7 horas}} = \frac{W_{\text{indicado 7 horas}}}{\eta_{\text{eléctrico}} \cdot \eta_{\text{mecánico}}} = \frac{1,27 \text{ W}}{0,85 \cdot 0,85} = 1,75 \text{ kW}$$

Por último se hallan los coeficientes de eficiencia energética, tanto el indicado, como el mecánico y eléctrico:

$$\text{COP}_{\text{indicado 7 horas}} = \frac{Q_{\text{condensador}}}{W_{\text{indicado}}} = \frac{4,52 \text{ kW}}{1,27 \text{ kW}} = 3,56$$

$$\text{COP}_{\text{mecánico 7 horas}} = \frac{Q_{\text{condensador}}}{W_{\text{mecánico}}} = \frac{4,52 \text{ kW}}{1,49 \text{ kW}} = 3,03$$

$$\text{COP}_{\text{eléctrico 7 horas}} = \frac{Q_{\text{condensador}}}{W_{\text{eléctrico}}} = \frac{4,52 \text{ kW}}{1,75 \text{ kW}} = 2,58$$

- **Balance energético para el refrigerante R-410A**

El calor específico de evaporación es la diferencia de entalpías entre el punto 2 y el punto 3':

$$q_{\text{evaporador}} = h_{3'} - h_2 = 416 - 284 = 132 \text{ kJ/kg}$$

También se sabe que el calor específico de condensación es la diferencia de entalpías entre los puntos 4 y 1:

$$q_{\text{condensador}} = h_4 - h_{1'} = 497,52 - 296 = 201,52 \text{ kJ/kg}$$

Por otra parte, se ha de cumplir:

$$w_{\text{compresor}} = h_4 - h_3 = 497,52 - 428 = 69,52 \text{ kJ/kg}$$

Ahora se pasa a hallar el caudal de refrigerante que circula por la instalación. Se sabe que:

$$Q_{\text{condensador}} = q_{\text{condensador}} \cdot \dot{m}_{\text{refrigerante}}$$

Para el cálculo de la carga térmica del condensador, la cual se obtiene mediante la suma de todas las cargas estacionarias de la edificación y la carga debida a la inercia térmica, se ha tenido en cuenta que esta última **carga suplementaria la ha de aportar la bomba de calor durante 4 horas**.

Se muestra a continuación el cálculo realizado para hallar la potencia calorífica del condensador:

$$\begin{aligned} Q_{\text{condensador 7 horas}} &= Q_{\text{condensador estacionario}} + Q_{\text{condensador inercia repartida en 4h}} \\ &= 2,74 \text{ kW} + \frac{7,15}{4} = 4,52 \text{ kW} \end{aligned}$$

Despejando el caudal de refrigerante:

$$\dot{m}_{\text{refrigerante 7 horas}} = \frac{Q_{\text{condensador}}}{q_{\text{condensador}}} = \frac{4,52 \text{ kW}}{201,52 \text{ kJ/kg}} = 0,022 \text{ kg/s}$$

También podemos hallar la potencia que teóricamente nos da el compresor:

$$W_{\text{indicado 7 horas}} = w_{\text{indicado 7 horas}} \cdot \dot{m}_{\text{refrigerante}} = 69,52 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \cdot 0,022 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 1,53 \text{ kW}$$

Igualmente, el calor de evaporación es:

$$Q_{\text{evaporador 7 horas}} = q_{\text{evaporador}} \cdot \dot{m}_{\text{refrigerante}} = 132 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \cdot 0,022 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 2,90 \text{ kW}$$

Ya se puede hallar la potencia del grupo moto-compresor, y la potencia del motor eléctrico de los cuales se necesitan su rendimiento, que se ha supuesto de 85%, tanto para el eléctrico, como para el mecánico.

$$W_{\text{mecánica 7 horas}} = \frac{W_{\text{indicado 7 horas}}}{\eta_{\text{mecánico}}} = \frac{1,53 \text{ kW}}{0,85} = 1,80 \text{ kW}$$

$$W_{\text{eléctrica 7 horas}} = \frac{W_{\text{indicado 7 horas}}}{\eta_{\text{eléctrico}} \cdot \eta_{\text{mecánico}}} = \frac{1,53 \text{ W}}{0,85 \cdot 0,85} = 2,12 \text{ kW}$$

Por último se hallan los coeficientes de eficiencia energética, tanto el indicado, como el mecánico y eléctrico:

$$\text{COP}_{\text{indicado 7 horas}} = \frac{Q_{\text{condensador}}}{W_{\text{indicado}}} = \frac{4,52 \text{ kW}}{1,53 \text{ kW}} = 2,95$$

$$\text{COP}_{\text{mecánico 7 horas}} = \frac{Q_{\text{condensador}}}{W_{\text{mecánico}}} = \frac{4,52 \text{ kW}}{1,80 \text{ kW}} = 2,51$$

$$\text{COP}_{\text{eléctrico 7 horas}} = \frac{Q_{\text{condensador}}}{W_{\text{eléctrico}}} = \frac{4,52 \text{ kW}}{2,12 \text{ kW}} = 2,13$$

➤ **Cálculo de los ventiladores**

- **Cálculo de los ventiladores utilizando el refrigerante R-22**

En el conjunto de la máquina, se puede encontrar 2 ventiladores, uno en el evaporador considerando la máquina para un uso doméstico se puede decir que se trata de un tamaño pequeño, y otro que se encuentra en el condensador.

Se conoce la siguiente ecuación:

$$W = \dot{m} \frac{\Delta P}{\rho \cdot \eta}$$

Se empieza calculando la potencia del ventilador en el evaporador:

El ventilador forzará una corriente de aire, la cual deberá disipar el calor admitido por el evaporador.

La siguiente fórmula relaciona la carga total a disipar por la corriente de aire:

$$Q_e = \dot{m}_{ve} \cdot C_p \cdot \Delta T$$

Donde:

- Q_e , es el calor admitido por el evaporador, el cual conocemos y es igual a 3,22 kW (en el caso de absorber la inercia térmica en 4 horas).
- \dot{m}_{ve} , es el caudal másico de la corriente de aire que impulsa este ventilador.
- C_p , es el calor específico del aire.
- ΔT es el incremento de temperatura, en nuestro caso será igual a $T_{\text{exterior}} - T_{\text{salida evaporador}} = 5^\circ\text{C}$

Las condiciones a las que se encuentra la salida del evaporador son de $-8,7^\circ\text{C}$ y presión atmosférica. A estas condiciones se puede hallar tanto la densidad como el calor específico (estos valores están tabulados):

$$C_p = 1,006 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$$

$$\rho = 1,335 \text{ kg/m}^3$$

Ya se tienen suficientes datos para hallar el caudal másico del aire:

$$\dot{m}_{ve \text{ 7 horas}} = \frac{Q_e}{C_p \cdot \Delta T} = \frac{3,22}{1,006 \cdot 5} = 0,64 \text{ kg/s}$$

Una vez conocido el caudal de aire se halla la potencia del ventilador, suponiendo una pérdida de carga de 100 Pa al ser un ventilador pequeño y un rendimiento de 0,6:

$$W_{ve \text{ 7 horas}} = \dot{m}_{ve} \frac{\Delta P}{\rho \cdot \eta} = 0,64 \cdot \frac{100}{1,335 \cdot 0,6} = 79,92 \text{ W}$$

Para el condensador se siguen los mismos pasos pero con sus datos correspondientes:

La fórmula que relaciona ahora la corriente de aire con la carga a disipar es:

$$Q_c = \dot{m}_{vc} \cdot C_p \cdot \Delta T$$

- Ahora Q_c es 4,52 kW (en caso de absorber la inercia térmica en 4 horas) y el salto térmico (ΔT) es igual a $T_{imp} - T_{int} = 24^\circ\text{C}$.

Las condiciones de impulsión son 45°C y presión atmosférica. En estas condiciones podemos hallar tanto la densidad, como el calor específico (estos valores están tabulados):

$$C_p = 1,007 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$$

$$\rho = 1,1095 \text{ kg/m}^3$$

Podemos calcular el caudal másico de aire:

$$\dot{m}_{vc \text{ 7 horas}} = \frac{Q_c}{C_p \cdot \Delta T} = \frac{4,52}{1,007 \cdot 24} = 0,19 \text{ kg/s}$$

Suponiendo una pérdida de carga de 450 Pa al ser un ventilador pequeño y un rendimiento de 0,65:

$$W_{vc \text{ 7 horas}} = \dot{m}_{vc} \frac{\Delta P}{\rho \cdot \eta} = 0,19 \cdot \frac{450}{1,1095 \cdot 0,65} = 118,56 \text{ W}$$

Entre ambos ventiladores consumen una potencia total:

$$W_{\text{ventiladores 7 horas}} = 79,92 \text{ W} + 118,56 \text{ W} = 198,48 \text{ W}$$

Ahora se pasa a hallar el coeficiente de eficiencia:

$$COP_{7 \text{ horas}} = \frac{Q_{\text{condensador}}}{\left(\frac{W_{\text{mec,compresor}} + W_{\text{ventiladores}}}{\eta_e} \right)} = \frac{4.520 \text{ W}}{\left(\frac{1.490 \text{ W} + 198,48 \text{ W}}{0,85} \right)} = 2,28$$

- **Cálculo de los ventiladores utilizando el refrigerante R-410A**

En el conjunto de la máquina, se puede encontrar 2 ventiladores, uno en el evaporador considerando la máquina para un uso doméstico se puede decir que se trata de un tamaño pequeño, y otro que se encuentra en el condensador.

Se conoce la siguiente ecuación:

$$W = \dot{m} \frac{\Delta P}{\rho \cdot \eta}$$

Se empieza calculando la potencia del ventilador en el evaporador:

El ventilador forzará una corriente de aire, la cual deberá disipar el calor admitido por el evaporador.

La siguiente fórmula relaciona la carga total a disipar por la corriente de aire:

$$Q_e = \dot{m}_{ve} \cdot C_p \cdot \Delta T$$

Donde:

- Q_e , es el calor admitido por el evaporador, el cual conocemos y es igual a 2,90 kW (en el caso de absorber la inercia térmica en 4 horas).
- \dot{m}_{ve} , es el caudal másico de la corriente de aire que impulsa este ventilador.

- C_p , es el calor específico del aire.
- ΔT es el incremento de temperatura, en nuestro caso será igual a $T_{\text{exterior}} - T_{\text{salida evaporador}} = 5^\circ\text{C}$

Las condiciones a las que se encuentra la salida del evaporador son de $-8,7^\circ\text{C}$ y presión atmosférica. A estas condiciones se puede hallar tanto la densidad como el calor específico (estos valores están tabulados):

$$C_p = 1,006 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$$

$$\rho = 1,335 \text{ kg/m}^3$$

Ya se tienen suficientes datos para hallar el caudal másico del aire:

$$\dot{m}_{\text{ve 7 horas}} = \frac{Q_e}{C_p \cdot \Delta T} = \frac{2,90}{1,006 \cdot 5} = 0,58 \text{ kg/s}$$

Una vez conocido el caudal de aire se halla la potencia del ventilador, suponiendo una pérdida de carga de 100 Pa al ser un ventilador pequeño y un rendimiento de 0,6:

$$W_{\text{ve 7 horas}} = \dot{m}_{\text{ve}} \frac{\Delta P}{\rho \cdot \eta} = 0,58 \cdot \frac{100}{1,335 \cdot 0,6} = 71,98 \text{ W}$$

Para el condensador se siguen los mismos pasos pero con sus datos correspondientes:

La fórmula que relaciona ahora la corriente de aire con la carga a disipar es:

$$Q_c = \dot{m}_{\text{vc}} \cdot C_p \cdot \Delta T$$

- Igual que antes, Q_c es 4,52 kW (en caso de absorber la inercia térmica en 4 horas) y el salto térmico (ΔT) es igual a $T_{\text{imp}} - T_{\text{int}} = 24^\circ\text{C}$.

Las condiciones de impulsión son 45°C y presión atmosférica. En estas condiciones podemos hallar tanto la densidad, como el calor específico (estos valores están tabulados):

$$C_p = 1,007 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$$

$$\rho = 1,1095 \text{ kg/m}^3$$

Podemos calcular el caudal másico de aire:

$$\dot{m}_{vc \text{ 7 horas}} = \frac{Q_c}{C_p \cdot \Delta T} = \frac{4,52}{1,007 \cdot 24} = 0,19 \text{ kg/s}$$

Suponiendo una pérdida de carga de 450 Pa al ser un ventilador pequeño y un rendimiento de 0,65:

$$W_{vc \text{ 7 horas}} = \dot{m}_{vc} \frac{\Delta P}{\rho \cdot \eta} = 0,19 \cdot \frac{450}{1,1095 \cdot 0,65} = 118,56 \text{ W}$$

Entre ambos ventiladores consumen una potencia total:

$$W_{\text{ventiladores 7 horas}} = 71,98 \text{ W} + 118,56 \text{ W} = 190,54 \text{ W}$$

Ahora se pasa a hallar el coeficiente de eficiencia:

$$COP_{7 \text{ horas}} = \frac{Q_{\text{condensador}}}{\left(\frac{W_{\text{mec,compresor}} + W_{\text{ventiladores}}}{\eta_e} \right)} = \frac{4.520 \text{ W}}{\left(\frac{1.800 \text{ W} + 190,54 \text{ W}}{0,85} \right)} = 1,93$$

Al comparar los dos refrigerantes en estudio, se pueden observar mayores **COP con el refrigerante R-22**. Para el **funcionamiento de la bomba de calor en modo calefacción suele tener mayor eficiencia** este último refrigerante. Esto es debido a que para una misma isoterma, con un valor relativamente alto de temperatura, la diferencia de entalpías entre los puntos opuestos resultantes del corte de la isoterma con la curva de saturación es mayor para el refrigerante R-22.

De esta manera y a modo de ejemplo, representamos estas diferencias de entalpías para los dos refrigerantes, analizando la isobara de 50°C:

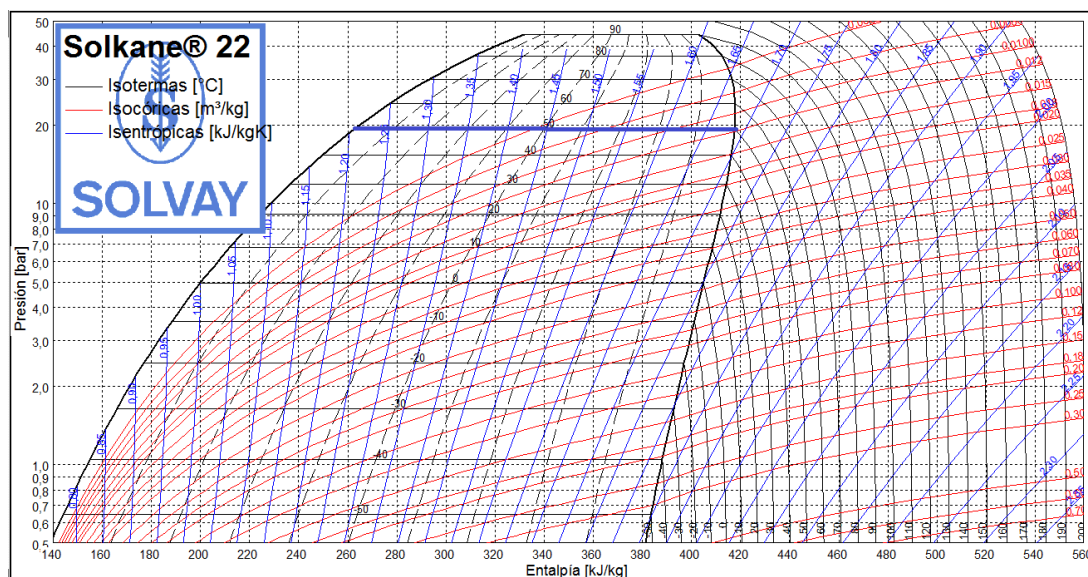


Figura 46. Diferencia de entalpías refrigerante R-22

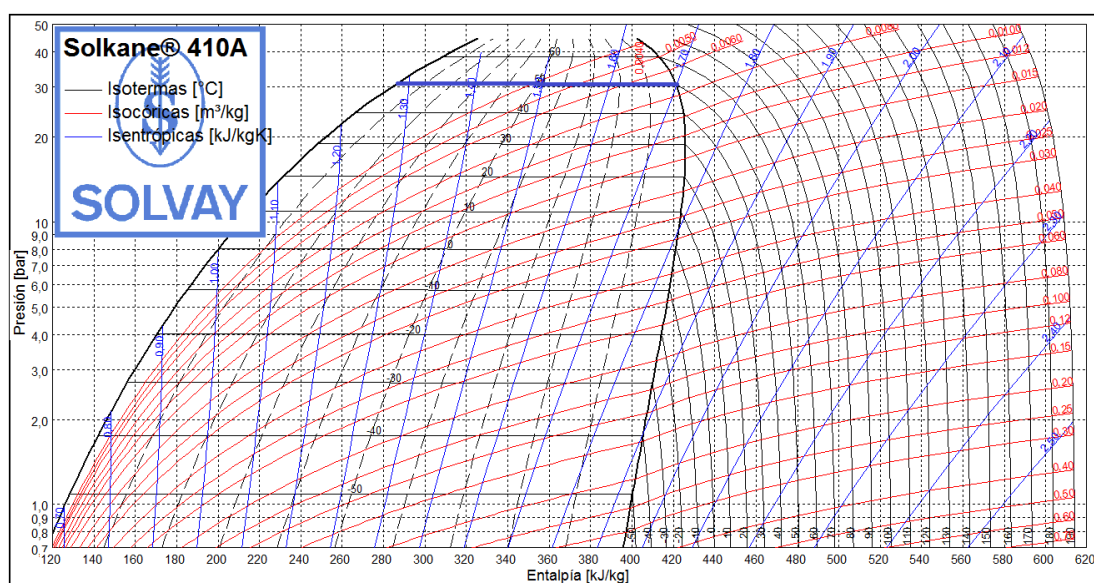


Figura 47. Diferencia de entalpías refrigerante R410A

REFRIGERANTE	ENTALPÍA P1 [kJ/kg]	ENTALPÍA P2 [kJ/kg]	Δ ENTALPÍAS [kJ/kg]
R-22	417	262	155
R410A	420	285	134



A pesar de la obtención de una eficiencia mayor, se utilizará el refrigerante R-410A. Está prohibido el uso del refrigerante R-22, ya que se trata de un HCFC y por tanto tiene un potencial de destrucción del ozono de 0,03.

7.4. Especificaciones

A continuación se muestran los resultados principales de cada uno de los componentes que forman parte del ciclo de calefacción, para poder escoger así la máquina frigorífica más adecuada de los catálogos disponibles.

- Especificación con refrigerante: R410A
- Flujo Másico de Refrigerante (el mismo para toda la instalación):

$$\dot{m}_r \text{ 7 horas} = 0,022 \text{ Kg/s}$$

- Especificaciones del Compresor:

$$\text{Potencia Indicada: } \dot{W}_{\text{indicada 7 horas}} = 1,53 \text{ kW}$$

$$\text{Potencia Mecánica: } \dot{W}_{\text{mecánica 7 horas}} = 1,80 \text{ kW}$$

$$\text{Temperatura de Aspiración: } T_{\text{aspiración}} = 0^\circ\text{C}$$

$$\text{Presión de Aspiración: } P_{\text{aspiración}} = 5,247 \text{ bar}$$

$$\text{Presión de Descarga: } P_{\text{descarga}} = 36,75 \text{ bar}$$

$$\text{Relación de Compresión: } r_c = 7,004$$

- Especificaciones del Condensador:

$$\text{Presión de Condensación: } P_{\text{condensación}} = 35 \text{ bar}$$

$$\text{Pérdida de Carga: } P_{\text{descarga}} - P_{\text{condensación}} = 1,75 \text{ bar}$$

$$\text{Temperatura de Condensación: } T_{\text{condensación}} = 55^\circ\text{C}$$

$$\text{Temperatura de Subenfriamiento: } T_{\text{subenfriamiento}} = 50^\circ\text{C}$$

- Especificaciones del Evaporador:

$$\text{Presión de Evaporación: } P_{\text{evaporación}} = 5,83 \text{ bar}$$

$$\text{Pérdida de Carga: } P_{\text{evaporación}} - P_{\text{aspiración}} = 0,58 \text{ bar}$$

$$\text{Temperatura de Evaporación: } T_{\text{evaporación}} = -10^\circ\text{C}$$

$$\text{Temperatura de Sobrecalentamiento: } T_{\text{sobrecalentamiento}} = 0^\circ\text{C}$$

➤ Especificaciones de la Válvula de expansión:

Presión de entrada: $P_{\text{entrada}} = 35 \text{ bar}$

Presión de salida: $P_{\text{salida}} = 5,83 \text{ bar}$

Temperatura de entrada: $T_{\text{entrada}} = 50^{\circ}\text{C}$

Temperatura de salida: $T_{\text{salida}} = -10^{\circ}\text{C}$

➤ Especificaciones del Motor eléctrico:

Potencia eléctrica necesaria:

$$\dot{W}_{\text{tot 7 horas}} = \frac{W_{\text{mec,compresor}} + W_{\text{ventiladores}}}{\eta_e} = \frac{1.800 \text{ W} + 190,54 \text{ W}}{0,85} = 2.341,81 \text{ W}$$

➤ Especificaciones de los Ventiladores:

Potencia de los ventiladores:

$$W_{\text{ventiladores 7 horas}} = 71,98 \text{ W} + 118,56 \text{ W} = 190,54 \text{ W}$$

Pérdida de Carga en el ventilador del condensador: $\Delta P = 450 \text{ Pa}$

Pérdida de carga en el ventilador del evaporador: $\Delta P = 100 \text{ Pa}$

COP con ventiladores: $COP_{7 \text{ horas}} = 1,93$

➤ Especificaciones del Aceite:

Temperatura máxima: $T_{\text{máx}} = 204^{\circ}\text{C}$

Temperatura mínima: $T_{\text{mín}} = -37,5^{\circ}\text{C}$

7.5. Equipo seleccionado

La bomba de calor escogida en función de la carga térmica calculada es una bomba aire-agua inverter, es decir funciona tanto como enfriadora como bomba de calor. De este modo, determinamos el aparato correcto para una carga térmica del edificio de **5,12 kW** (en caso de que absorba la inercia térmica en 4 horas).

Se selecciona el modelo **ERLQ006CV3** de DAIKIN, el cual tiene una **capacidad nominal de 5,67 kW** para su funcionamiento como bomba de calor. A continuación se describen las características principales de la máquina:

Tabla 22. Especificaciones técnicas de la bomba de calor aire-agua DAIKIN, modelo ERLQ006CV3, [14]

UNIDADES EXTERIORES SOBREPOTENCIADA MONOFÁSICAS				ERLQ004CV3	ERLQ006CV3	ERLQ008CV3	ERLQ011CV3	ERLQ014CV3	ERLQ016CV3	
Temperatura	ambiente	impulsión								
Calefacción	7	45	Capacidad Nominal/Consumo	kW	4,03 / 1,13	5,67 / 1,59	6,89 / 2,01	10,98 / 3,15	13,57 / 4,12	15,20 / 4,60
			COP		3,58	3,56	3,42	3,48	3,29	3,30
	7	35	Capacidad Nominal/Consumo	kW	4,40 / 0,87	6,00 / 1,27	7,40 / 1,66	11,20 / 2,41	14,00 / 3,14	16,00 / 3,72
			COP		5,04	4,74	4,45	4,65	4,46	4,30
Refrigeración	35	7	Capacidad Nominal/Consumo	kW	4,17 / 1,80	4,84 / 2,07	5,36 / 2,34	11,72 / 4,22	12,55 / 5,0	13,12 / 5,65
			EER		2,32	2,34	2,29	2,78	2,51	2,32
	35	18	Capacidad Nominal/Consumo	kW	5,00 / 1,48	6,76 / 1,96	6,86 / 2,01	15,05 / 4,44	16,06 / 5,33	16,76 / 6,06
			EER		3,37	3,45	3,42	3,39	3,01	2,76
Refrigerante					R-410A	R-410A	R-410A	R-410A	R-410A	R-410A
Dimensiones		Al.xAn.xF.	mm		735 x 832 x 307	735 x 832 x 307	735 x 832 x 307	1.345 x 900 x 320	1.345 x 900 x 320	1.345 x 900 x 320
Peso			Kg		54	56	56	113	113	113
Compresor					SWING	SWING	SWING	SCROLL	SCROLL	SCROLL
Potencia sonora		Refrig. / Calef.	dB(A)		63 / 61	63 / 61	63 / 62	64 / 64	66 / 64	69 / 66
Presión sonora		Refrig. /Calef. / Modo silencioso	dB(A)		48 / 48	49 / 48	50 / 49	50 / 51 / 45	52 / 51 / 45	54 / 52 / 46
Alimentación eléctrica					1/ 220V (monofásico)	1/ 220V (monofásico)	1/ 220V (monofásico)	1/ 220V (monofásico)	1/ 220V (monofásico)	1/ 220V (monofásico)
Conexión Refrigerante					Ø 1/4" - Ø 5/8"	Ø 1/4" - Ø 5/8"	Ø 1/4" - Ø 5/8"	Ø 3/8" - Ø 5/8"	Ø 3/8" - Ø 5/8"	Ø 3/8" - Ø 5/8"
Distancias líneas refrigerante					3<d<30	3<d<30	3<d<30	3<d<50	3<d<50	3<d<50

8. Presupuesto

En dicho apartado se pretende exponer el presupuesto exclusivamente de la unidad exterior y en la mano de obra para la instalación de este equipo, ya que dicho trabajo no se centra en el diseño el resto de componentes de la instalación. Luego, acorde con el apartado anterior se presenta el precio de la unidad exterior ERLQ006CV3 compuesto por la propia unidad, el hidrokit y el tubo de drenaje.

Los precios indicados han sido obtenidos de las tarifas del año 2014 del grupo DAIKIN:

Tabla 23. Presupuesto de la unidad exterior ERLQ006CV3 de DAIKIN

DESCRIPCIÓN	PRECIOS NETOS POR UNIDAD
UNIDAD EXTERIOR ERLQ006CV3	1.256,50 €
HIDROKIT	2.765,70 €
VOLUMEN ACUMULADOR 180 l	-
TUBO DE DRENAJE	-
PRECIO TOTAL NETO	4.022,20 €
PRECIO TOTAL CON IVA	4.866,86 €



Figura 48. Unidad exterior ERLQ006CV3 de DAIKIN, [14]

Por otro lado, se expone a continuación el precio de la mano de obra de instalación del grupo mencionado:

Tabla 24. Presupuesto de la mano de obra para la instalación de la unidad ERLQ006CV3 de DAIKIN

DESCRIPCIÓN	PRECIOS NETOS POR UNIDAD
MANO DE OBRA DE INSTALACIÓN DE UNA UNIDAD ERLQ006CV3 de DAIKIN CON IVA	730,00 €

9. Conclusiones

A lo largo del presente trabajo se han desarrollado los diferentes cálculos de **cargas térmicas** de una vivienda representativa de la edificación española, **tanto en condiciones estacionarias como en dinámicas**. Tras el estudio de los resultados obtenidos se destaca la importancia de tener en cuenta esta carga suplementaria como resultado de un sistema de calefacción intermitente, denominada **inercia térmica**.

Tras comprobaciones experimentales realizadas en el Instituto de Ciencia de la Construcción Eduardo Torroja, se ha comprobado que el porcentaje de inercia térmica medio diario es aproximadamente un 30% de la demanda térmica para ese mismo día sin tener en cuenta las propiedades dinámicas de sus componentes.

Se ha podido observar que los resultados obtenidos en el cálculo de inercia térmica se aproximan en gran medida al dato experimental mencionado. Nos encontramos ante algunas pequeñas diferencias, ya que se ha estimado de una manera aproximada las temperaturas interiores de la vivienda siguiendo la publicación “*ACTAS de las II Jornadas de Investigación en Construcción*” del Instituto de Ciencias de Construcción Eduardo Torroja, artículo del Dr. Marcelo Izquierdo Millán.

No obstante el método utilizado para el **cálculo de la carga suplementaria a aportar es un procedimiento aproximado**, el cual intenta simplificar el cálculo diferencial de transferencia de calor. Dicha estimación sigue la **norma UNE-EN ISO 13786:2007**, denominada como “**Prestaciones térmicas de los productos y componentes para edificación. Características térmicas dinámicas. Métodos de cálculo**”.

Tras desarrollar el cálculo indicado, queda constancia de la importancia de los materiales que forman los distintos componentes de la vivienda y la influencia que tienen sus características dinámicas ante la necesidad del aporte de una carga suplementaria. Aparte de este apunte, también cabe destacar la importancia del orden de los materiales que forman los componentes. De este modo, se verifica en el proyecto la gran influencia que tiene esta disposición ante el cálculo de la inercia térmica.

10. Referencias bibliográficas

- [1] Código Técnico de la Edificación.
- [2] Norma Básica de la Edificación NBE-CT-79.
- [3] Guía técnica de procedimientos y aspectos de la simulación de instalaciones térmicas en edificios, ATECYR e IDAE.
- [4] Manual de fundamentos técnicos de calificación energética de edificios existentes CE3, IDAE.
- [5] Artículo nombrado “La inercia térmica y el comportamiento térmico dinámico en la EN ISO 13786: una aproximación razonada: Caso de aislar por el exterior”, Carlos Castro.
- [6] Fundamentals of Heat and Mass Transfer, John Wiley & Sons, New York, Third Edition, 1998.
- [7] EN ISO 6946 elementos y componentes de edificación. Resistencia y transmitancia térmica. Método de cálculo.
- [8] EN ISO 7345 Aislamiento térmico. Magnitudes físicas y definiciones.
- [9] EN ISO 10211 Puentes térmicos en la edificación. Flujos térmicos y temperaturas de superficie. Cálculos detallados.
- [10] EN ISO 13786 Prestaciones térmicas de los productos y componentes para edificación. Características térmicas dinámicas. Métodos de cálculo.
- [11] Técnicas de la Regulación y Gestión de Energía en los Edificios (AFISAE) (Asociación Española de Fabricantes e Importadores de Aparatos y Sistemas para la Automatización de Edificios), pp 144-146.
- [12] Actas de las II Jornadas de Investigación en Construcción del Instituto de Ciencias de la Construcción Eduardo Torroja, Dr. Marcelo Izquierdo Millán.
- [13] Apuntes de la asignatura: Instalaciones Térmicas. Sistema de Compresión Mecánica de Vapor, Dr. Marcelo Izquierdo Millán
- [14] <http://www.daikin.es/>, página web de DAIKIN.
- [15] <http://www.protermosolar.com/>, página web de la Asociación Española de la Industria Solar Termoeléctrica.
- [16] <http://www.ree.es/>, página web de la Red Eléctrica de España.
- [17] <http://unef.es/>, página web de la Unión Española Fotovoltaica.
- [18] <http://www.caloryfrio.com/>.
- [19] <http://www.energiamoderna.com.ar/>.



- [20] <http://www.hmsistemas.es/>.
- [21] <http://www.soliclima.com/>.
- [22] <http://www.emersonclimate.com/>.
- [23] <http://www.tecnisuport.com/>.
- [24] <http://www.incoperfil.com/>.
- [25] <http://www.merte.es/>.

11. ANEXOS

ANEXO A. TABLAS DE TEMPERATURAS EXTERIORES DURANTE LA TEMPORADA DE CALEFACCIÓN

➤ Noviembre 2011:

DÍA DEL MES	MEDIA DIARIA (T°C)
1	15,11
2	15,06
3	12,63
4	10,22
5	9,93
6	10,72
7	10,93
8	10,06
9	10,48
10	13,76
11	14,40
12	15,08
13	15,33
14	12,97
15	9,01
16	9,16
17	9,62
18	11,16
19	12,56
20	12,08
21	11,86
22	10,81
23	12,70
24	10,05
25	9,51
26	7,78
27	6,39
28	6,30
29	6,47
30	6,65
PROMEDIO MENSUAL	10,96

➤ Diciembre 2011:

DÍA DEL MES	MEDIA DIARIA (T°C)
1	6,25
2	7,88
3	5,15
4	4,93
5	7,33
6	8,50
7	4,38
8	4,18
9	4,00
10	3,71
11	5,61
12	7,59
13	9,35
14	10,52
15	7,98
16	9,79
17	5,72
18	3,55
19	2,52
20	2,49
21	5,76
22	5,89
23	4,46
24	6,90
25	4,54
26	4,22
27	3,51
28	3,33
29	4,36
30	2,48
31	4,08
PROMEDIO MENSUAL	5,52

➤ Enero 2012:

DÍA DEL MES	MEDIA DIARIA (T°C)
1	5,06
2	8,59
3	4,31
4	4,09
5	4,83
6	7,20
7	6,19
8	4,36
9	4,41
10	4,13
11	4,54
12	3,99
13	4,27
14	2,84
15	2,21
16	4,54
17	5,83
18	3,62
19	5,67
20	6,79
21	7,29
22	6,52
23	6,75
24	6,83
25	5,21
26	3,67
27	5,75
28	5,72
29	4,96
30	3,35
31	4,11
PROMEDIO MENSUAL	5,18



➤ Febrero 2012:

DÍA DEL MES	MEDIA DIARIA (T°C)
1	4,87
2	1,58
3	0,42
4	1,32
5	4,92
6	8,96
7	6,26
8	1,00
9	1,33
10	2,06
11	0,66
12	-0,52
13	1,77
14	3,81
15	3,55
16	4,86
17	5,56
18	5,03
19	5,75
20	5,54
21	4,18
22	4,92
23	5,81
24	7,48
25	8,62
26	11,89
27	11,03
28	11,03
29	11,72
PROMEDIO MENSUAL	5,01

➤ Marzo 2012:

DÍA DEL MES	MEDIA DIARIA (T°C)
1	12,13
2	9,54
3	10,34
4	10,80
5	8,51
6	7,99
7	7,51
8	8,46
9	11,25
10	9,73
11	11,74
12	12,76
13	13,51
14	14,37
15	16,03
16	13,74
17	10,86
18	9,24
19	7,59
20	7,62
21	4,69
22	8,49
23	11,69
24	13,04
25	13,80
26	13,89
27	13,73
28	14,07
29	13,87
30	14,86
31	14,14
PROMEDIO MENSUAL	11,29

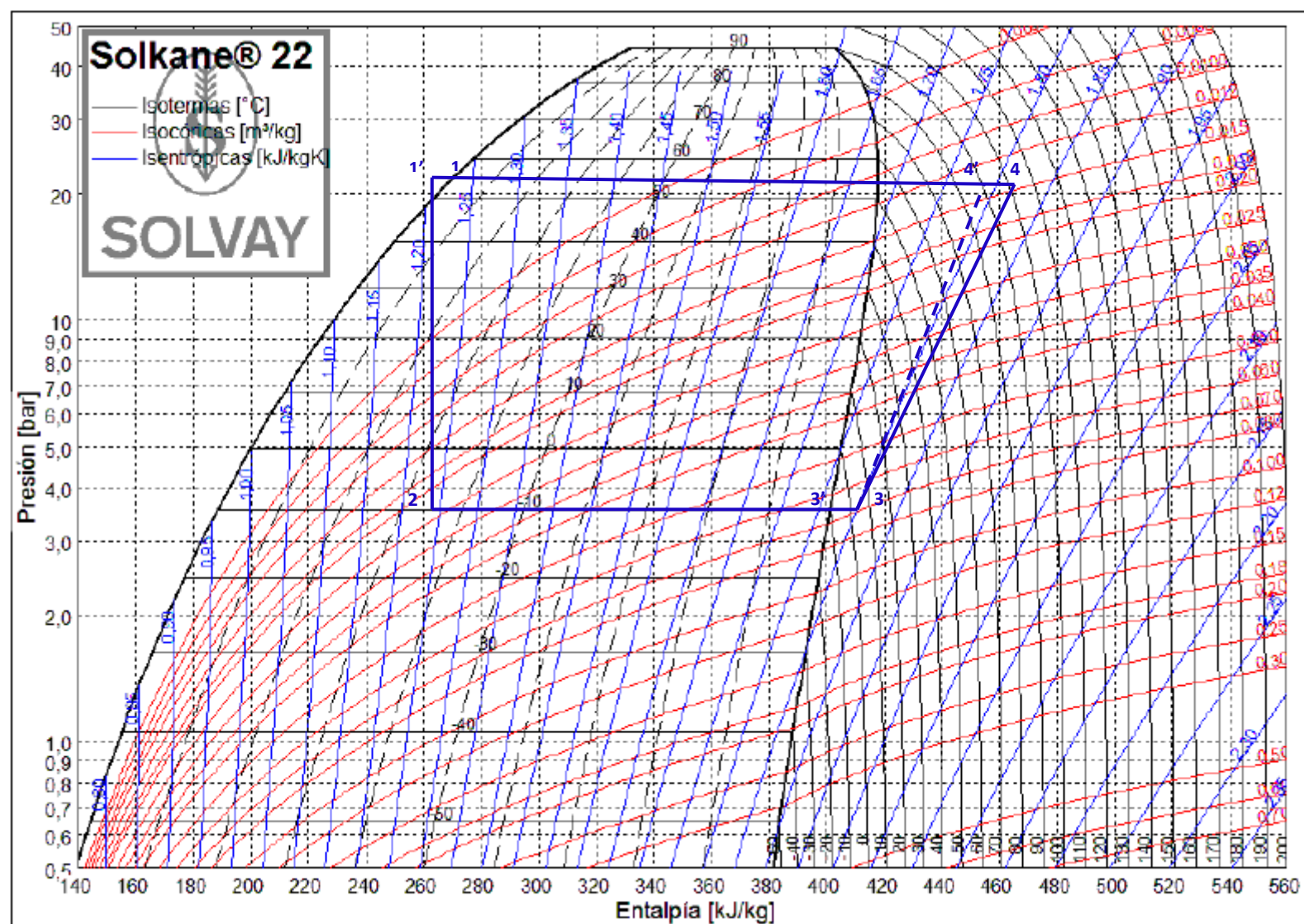


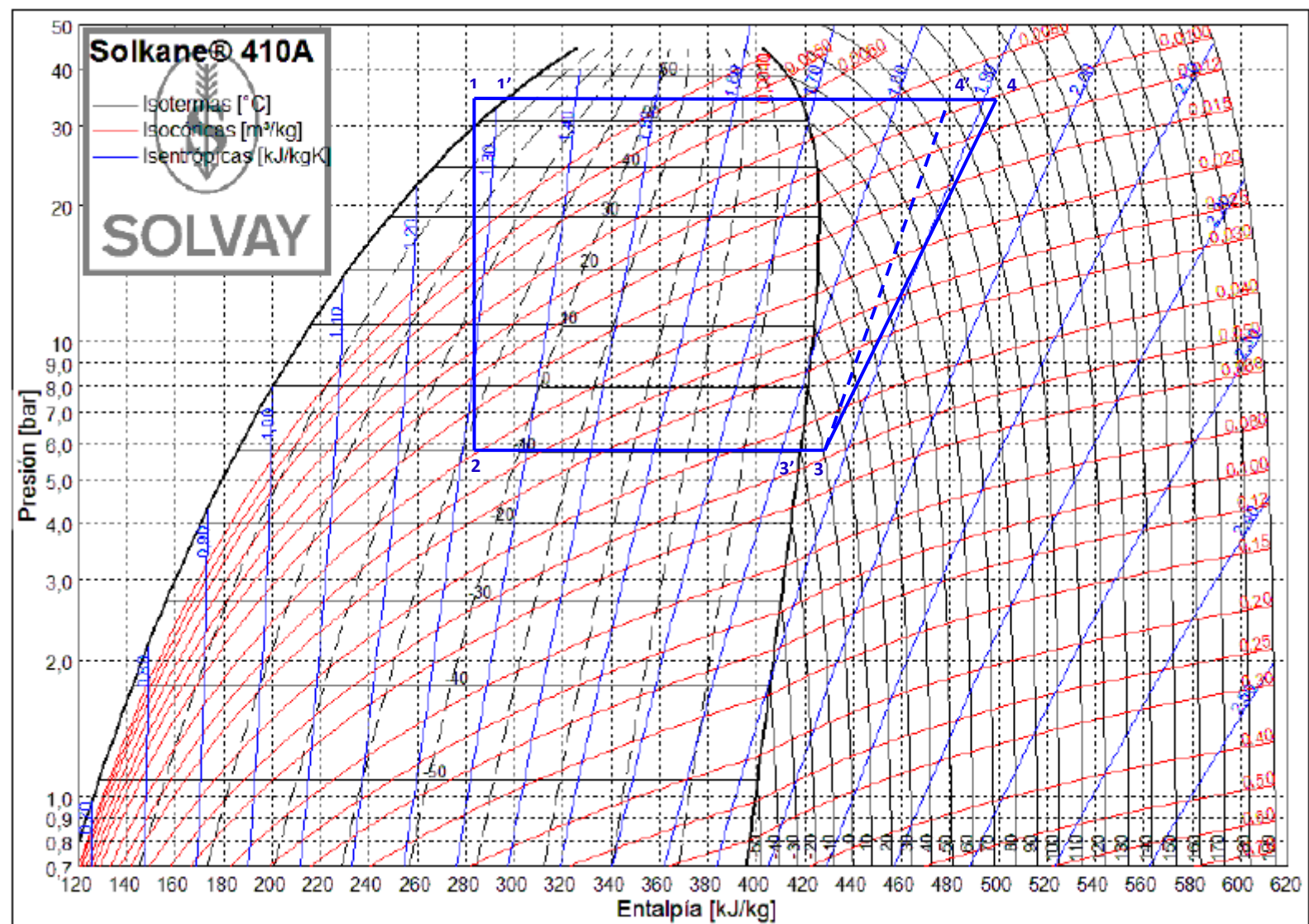
➤ Abril 2012:

DÍA DEL MES	MEDIA DIARIA (T°C)
1	15,11
2	14,66
3	12,18
4	10,98
5	10,66
6	7,67
7	7,80
8	10,45
9	14,65
10	13,68
11	12,22
12	11,71
13	10,88
14	9,52
15	8,67
16	8,69
17	12,16
18	11,21
19	11,40
20	13,07
21	14,65
22	14,00
23	13,89
24	12,85
25	14,15
26	13,15
27	13,78
28	9,59
29	9,15
30	10,13
PROMEDIO MENSUAL	11,76



ANEXO B. GRAFICOS: Diagrama p-h del refrigerante R-22 y R-410A





ANEXO C: BOMBA DE CALOR AIRE-AGUA DAIKIN, MODELO ERLQ006CV3

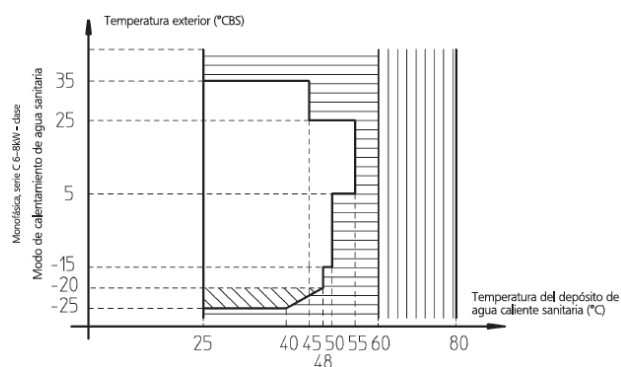
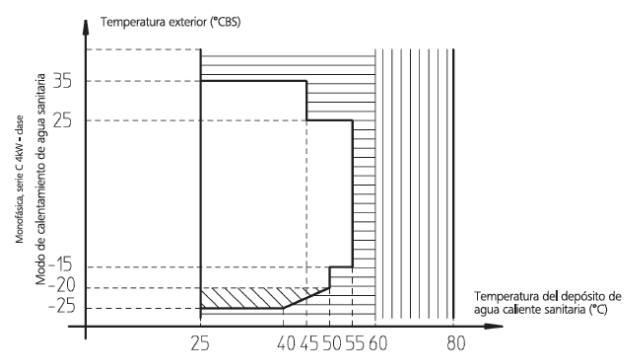
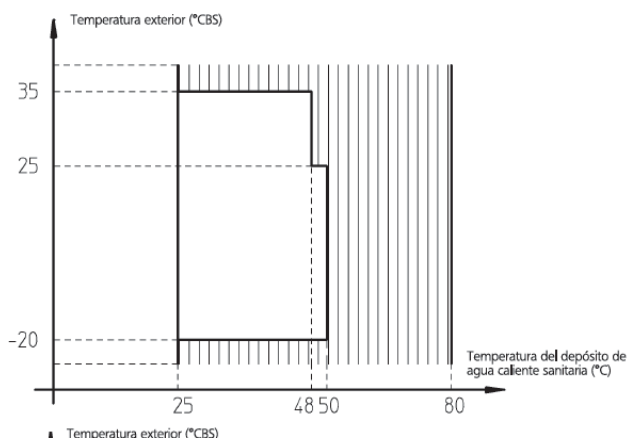
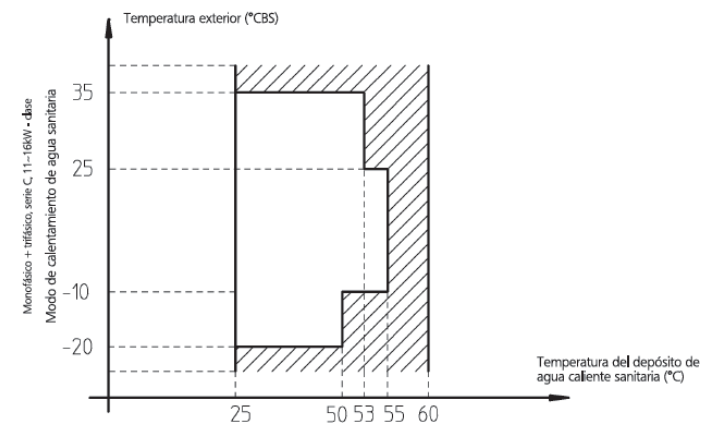
➤ Especificaciones de la bomba de calor aire-agua

2-9 Technical Specifications					ERLQ004CV3	ERLQ006CV3	ERLQ008CV3	ERLQ011CV3	ERLQ014CV3	ERLQ016CV3
Capacity control	Method				Inverter controlled					
Casing	Colour				Ivory white					
	Material				Polyester painted galvanised steel plate			Painted galvanized steel plate		
Dimensions	Unit	Height	mm		735			1,345		
		Width	mm		832			900		
		Depth	mm		307			320		
	Packed unit	Height	mm		797			1,524		
		Width	mm		990			980		
		Depth	mm		390			420		
Weight	Unit		kg	54	56			113		
	Packed unit		kg	57	59			128		
Packing	Material			EPS / Carton	EPS / Carton	EPS / Carton		Wood / EPS / Carton / PE (Straps)	Wood / EPS / Carton / PE (Straps)	Wood / EPS / Carton / PE (Straps)
	Weight			kg	3			15		
Heat exchanger	Length		mm		845			857		
	Rows	Quantity			2					
	Fin pitch		mm		1.8			1.4		
	Passes	Quantity			7					
	Face area		m²		-			1.131		
	Stages	Quantity			32			60		
	Empty tubeplate hole	Quantity			-			0		
	Tube type		ø8 Hi-XA			ø8 Hi-XSS				
	Fin	Type			WF fin					
			Treatment			Anti-corrosion treatment (PE)				
Fan	Type				Propeller fan					
	Quantity				1			2		
	Air flow rate	Heating	High	m³/min	45	47		-		
		Cooling	High	m³/min	52.5			-		
	Discharge direction				Horizontal					
Fan motor	Quantity				1			2		
	Model				-			Brushless DC motor		
	Output			W	53			70		
	Drive				-			Direct drive		
	Speed	Steps			-			8		
		Heating	Nom.	rpm	-			740	750	760
		Cooling	Nom.	rpm	-			780		
Compressor	Quantity				1					
	Model				2YC36BXD#C	2YC45DXD#C		JT100G-VD (B2)		
	Type				Hermetically sealed swing compressor			Hermetically sealed scroll compressor		
	Output			W	-			2,200		
	Starting method				-			Inverter driven		
	Motor	Crankcase heater	Output	W	-			33		
Operation range	Heating	Min.		°CDB	-25			35		
		Max.		°CDB	25					
	Cooling	Min.		°CDB	10			46.0		
		Max.		°CDB	43					
	Domestic hot water	Min.		°CDB	-25			-20		
		Max.		°CDB	35					
Refrigerant	Type				R-410A					
	Charge			kg	1.45	1.60		3.4		
	Control				Expansion valve (electronic type)					
	Circuits	Quantity			1					
Refrigerant oil	Type				FVC50K			Daphne FVC68D		
	Charged volume			l	0.75			1.5		

2-9 Technical Specifications				ERLQ004CV3	ERLQ006CV3	ERLQ008CV3	ERLQ011CV3	ERLQ014CV3	ERLQ016CV3	
Piping connections	Liquid	Quantity		-				1		
		Type		Flare connection						
		OD	mm	6.35				9.52		
	Gas	Quantity		-				1		
		Type		Flare connection						
		OD	mm	15.9						
	Drain	Quantity		2				3		
		Type		Hole						
		OD	mm	1x ø15 + 1x ø20				26		
	Drain 2	Quantity		-				1		
		Type		Hole						
		OD	mm	-						
	Piping length	OU - IU	Max.	m	30			50		
		System	Equivalent	m	-			70		
			Chargeless	m	-			10		
Additional refrigerant charge			kg/m	-			See installation manual			
Level difference		IU - OU	Max.	m	20			30		
Heat insulation				-			Both liquid and gas pipes			
Sound power level	Heating	Nom.	dBA	61		62	64		66	
	Cooling	Nom.	dBA	63			64	66	69	
Sound pressure level	Heating	Nom.	dBA	48 (3)		49 (3)	51		52	
	Cooling	Nom.	dBA	48 (3)	49 (3)	50 (3)	50	52	54	
	Night quiet mode	Heating	dBA	-			42		43	
		Cooling	dBA	-			45		46	
Defrost method				Reversed cycle			Pressure equalising			
Defrost control				Sensor for outdoor heat exchanger temperature						
Safety devices	Item	01	-				High pressure switch			
		02	-				Fan motor thermal protection			
		03	-				Fuse			
PED	Category			Category I			-			

2-10 Electrical Specifications				ERLQ004CV3	ERLQ006CV3	ERLQ008CV3	ERLQ011CV3	ERLQ014CV3	ERLQ016CV3
Power supply	Name			V3					
	Phase			1~					
	Frequency		Hz	50					
	Voltage		V	230					
	Voltage range	Min.	%	10				-10	
		Max.	%	10					
Current	Zmax	Text		-			0.22		
	Minimum Ssc value		kVa	-			525		
	Starting current	Heating	A	18			-		
		Cooling	A	18			-		
	Maximum running current	Heating	A	-			34.2		
		Cooling	A	-			34.2		
	Recommended fuses		A	20			40		
Wiring connections	For power supply	Quantity		3			-		
		Remark		-			See installation manual outdoor unit		
	For connection with indoor	Quantity		3			-		
		Remark		No earth wiring			See installation manual outdoor unit		
Power supply intake				-			Outdoor unit only		

➤ Límites de funcionamiento

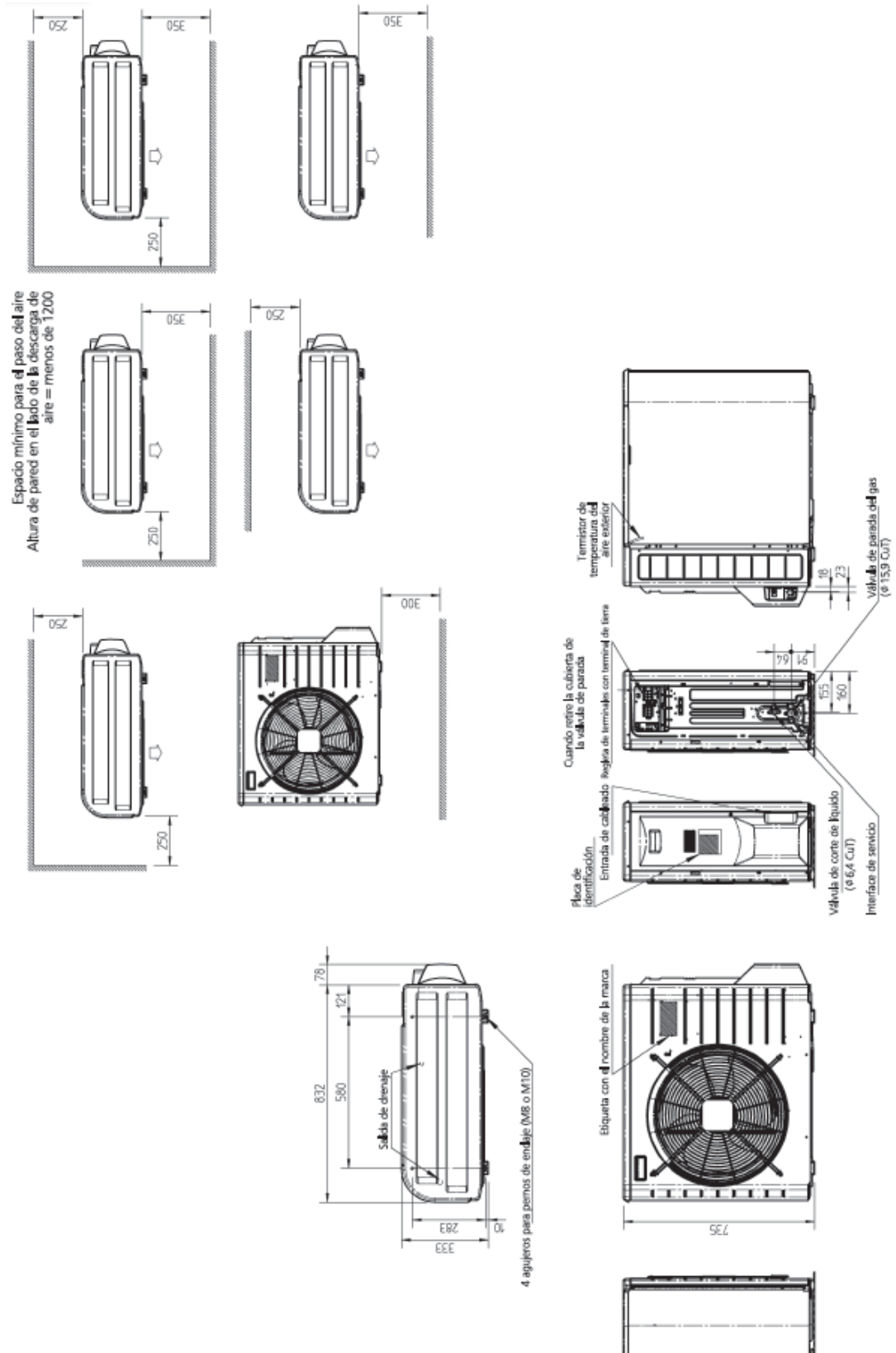


LEYENDA:

- ▨ : Solo funcionamiento del calentador auxiliar (EK-HW* solamente)
- ▤ : Solo funcionamiento del calentador de reserva (EK-HV*BB* + EK-HTS*, EHV*CA* solamente)
- ▧ : Solo funcionamiento del calentador auxiliar (EK-HW* solamente)
- Solo funcionamiento del calentador de reserva (EK-HV*BB* + EK-HTS*, EHV*CA* solamente)
- ▩ : El funcionamiento de la unidad exterior es posible, pero no se garantiza la capacidad.
(Si la temperatura exterior es < -25 °C, la unidad exterior se detendrá.)
(la unidad interior y el calentador de reserva/auxiliar siguen funcionando)

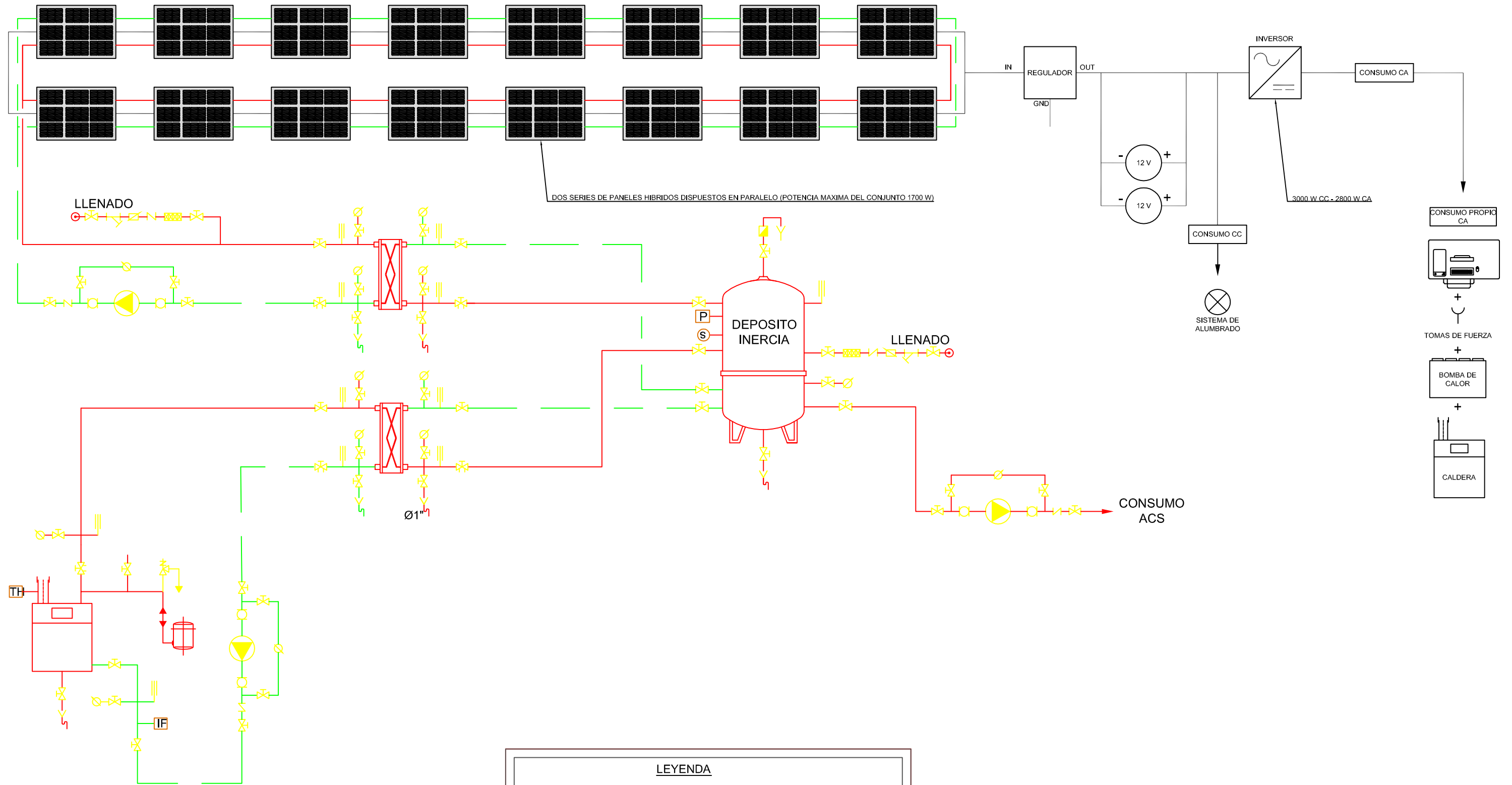
Nota: para la unidad exterior (solo EK-HW*) con condición de suministro eléctrico restringido, el calentador auxiliar y el calentador de reserva solo pueden funcionar de forma separada.


➤ *Planos dimensionales*





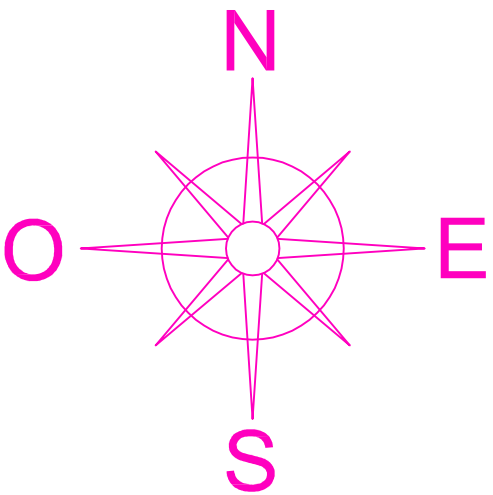
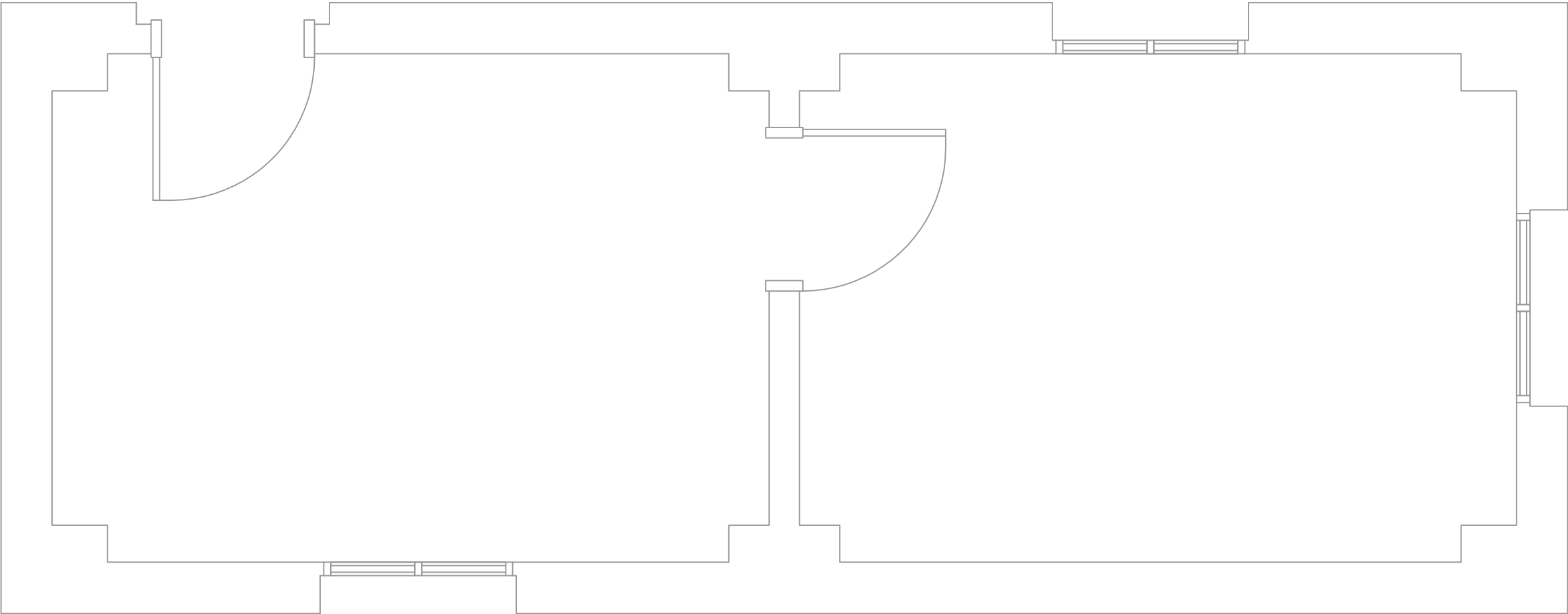
ANEXO D. ESQUEMA DE FUNCIONAMIENTO




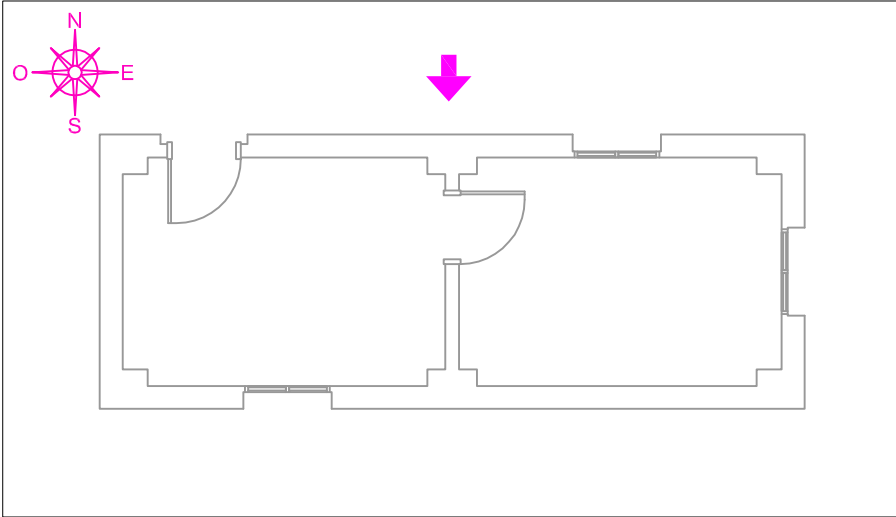
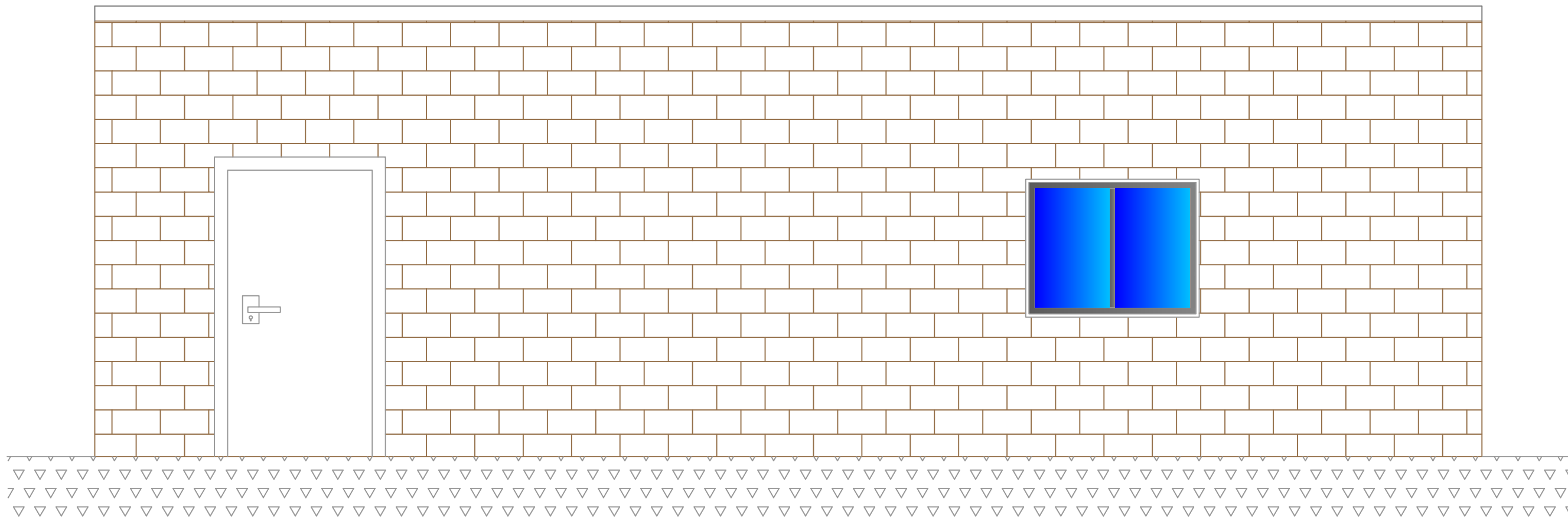
ESCALA	00	JUNIO 2013	ANA ESPAÑA DIAZ	MARCELO IZQUIERDO MILLAN
	REV.	FECHA	DIBUJADO	REVISADO
S/N	UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID			
	TITULO DEL PROYECTO			
	CALCULO Y DISEÑO DE UNA BOMBA DE CALOR AIRE-AGUA PARA REFRIGERACION ACCIONADA CON ENERGIA ELECTRICA DE ORIGEN FOTOVOLTAICO			
	TITULO DE PLANO			
	ESQUEMA ELECTRICO Y DE ACS			Nº PLANO 001
				HOJA 1 DE 7



***ANEXO E. PLANOS: PLANTA, PLANTA + EQUIPOS, PLANTA + SUELO RADIANTE,
FACHADA***



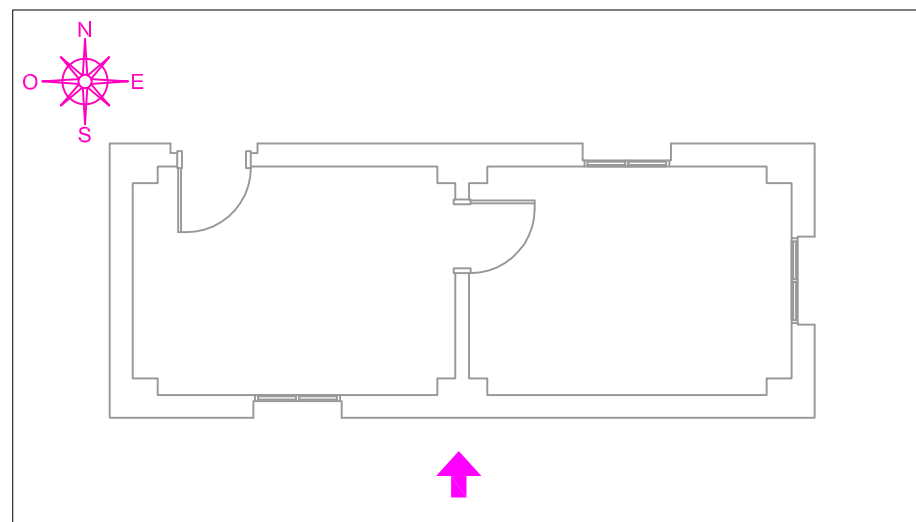
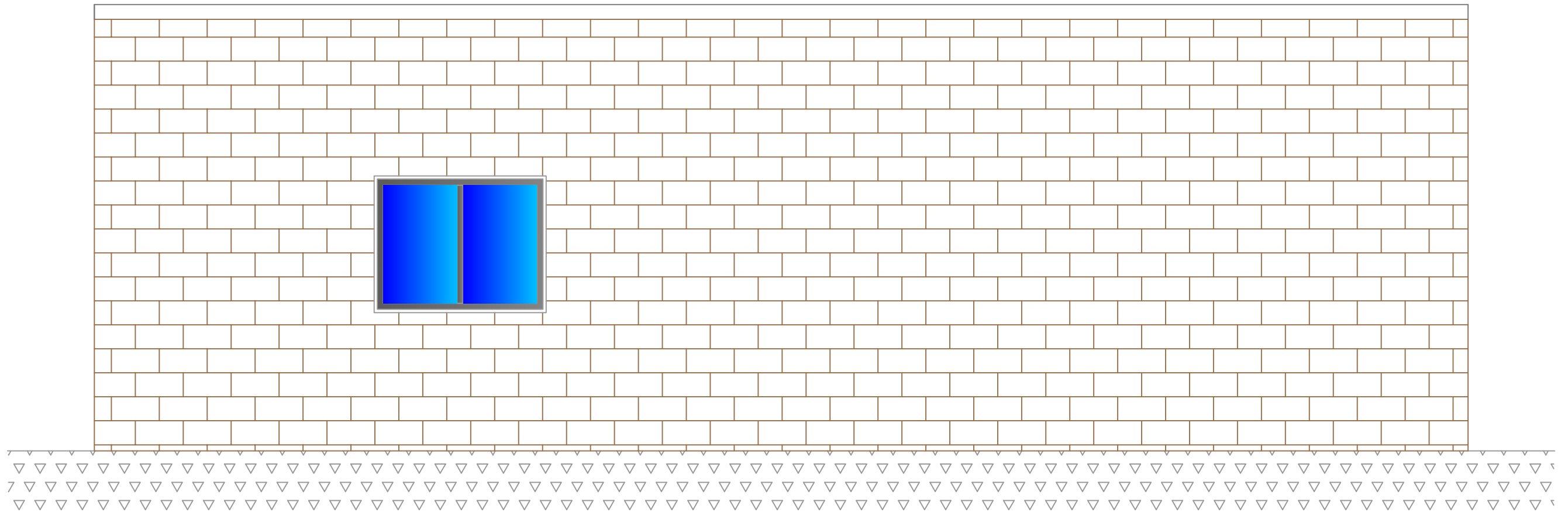
ESCALA	00 REV.	JUNIO 2013 FECHA	ANA ESPAÑA DIAZ DIBUJADO	MARCELO IZQUIERDO MILLAN REVISADO
1/30	UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID			
	TITULO DEL PROYECTO CALCULO Y DISEÑO DE UNA BOMBA DE CALOR AIRE-AGUA PARA REFRIGERACION ACCIONADA CON ENERGIA ELECTRICA DE ORIGEN FOTOVOLTAICO			
	TITULO DE PLANO PLANTA DE LA VIVIENDA			
	Nº PLANO 002 HOJA 2 DE 7			



CARA DE FACHADA

1/100

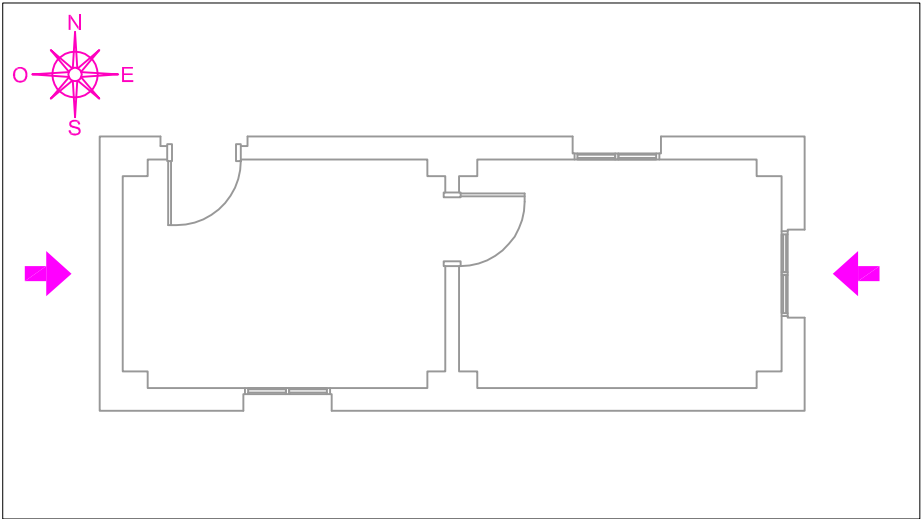
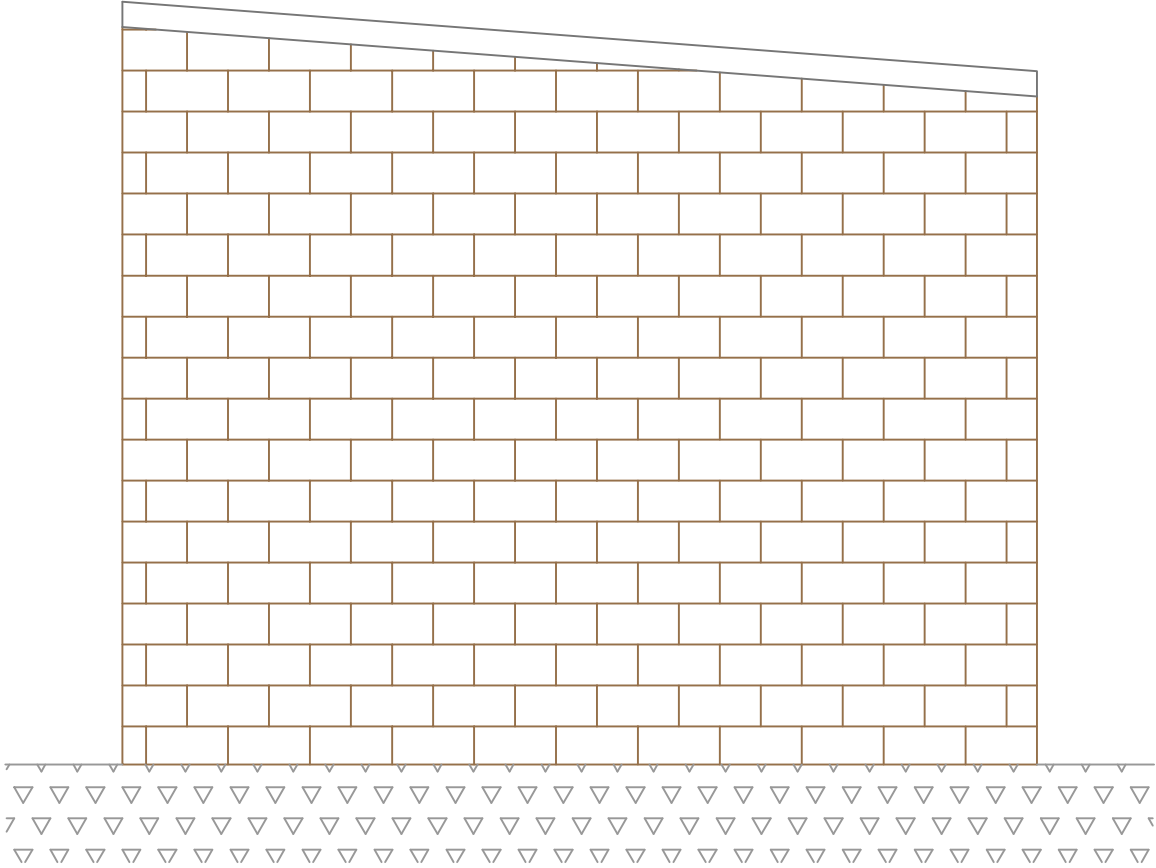
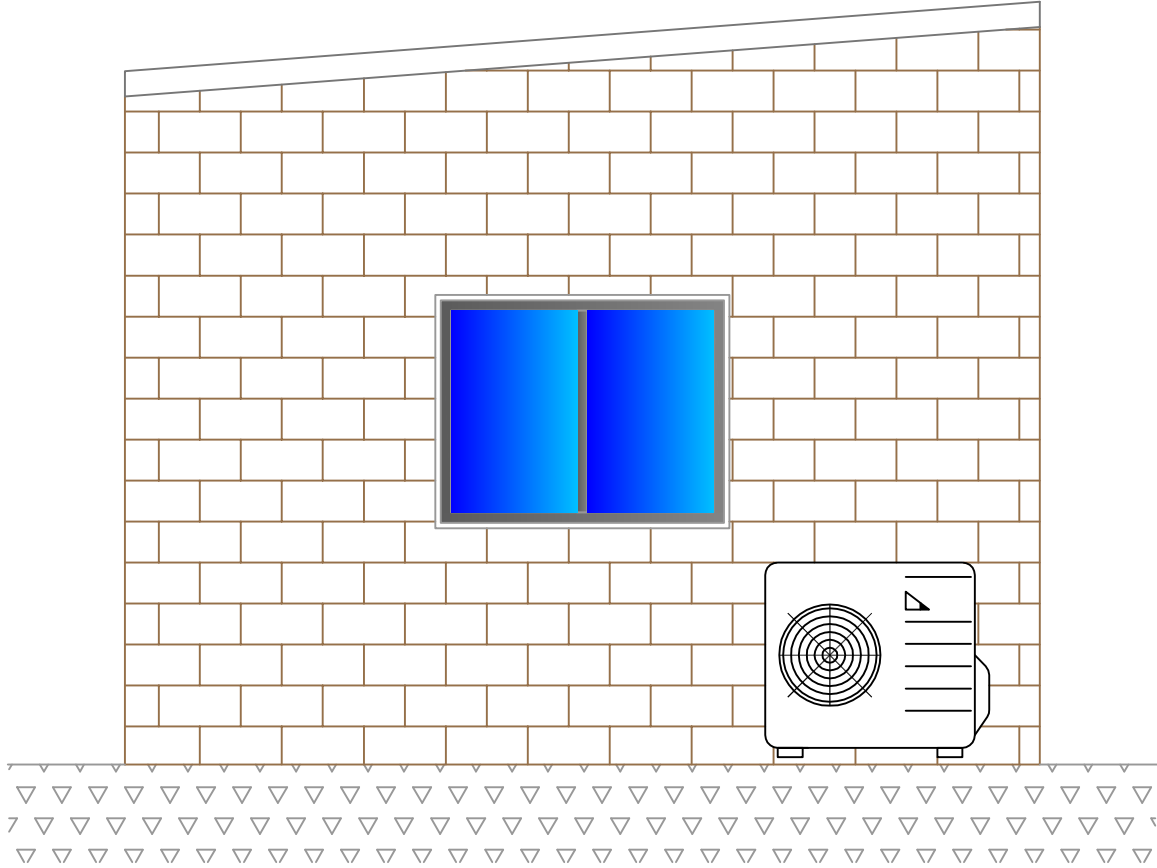
ESCALA	00 REV.	JUNIO 2013 FECHA	ANA ESPAÑA DIAZ DIBUJADO	MARCELO IZQUIERDO MILLAN REVISADO
1/30	UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID			
	TITULO DEL PROYECTO			
	CALCULO Y DISEÑO DE UNA BOMBA DE CALOR AIRE-AGUA PARA REFRIGERACION ACCIONADA CON ENERGIA ELECTRICA DE ORIGEN FOTOVOLTAICO			
	TITULO DE PLANO			
	FACHADA NORTE			Nº PLANO 003
				HOJA 3 DE 7



CARA DE FACHADA


1/100

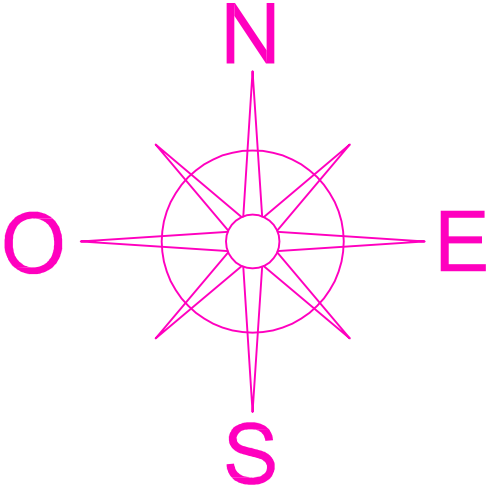
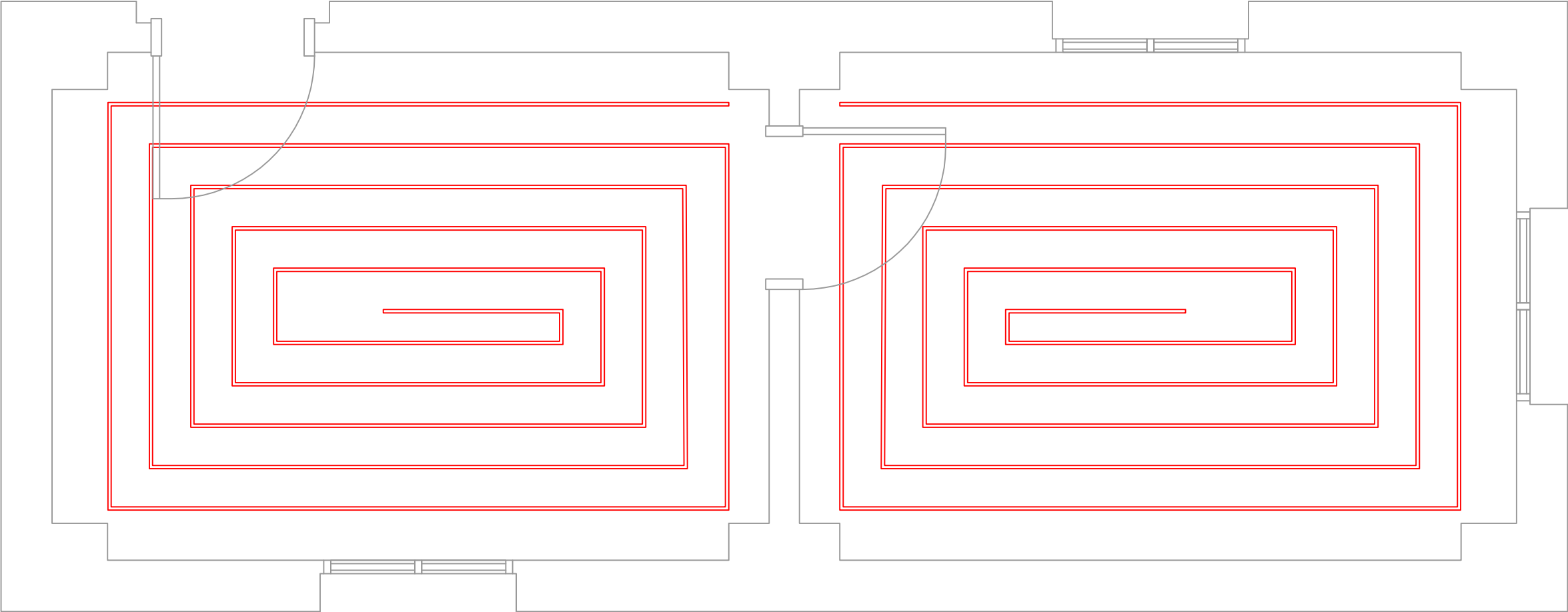
ESCALA	00 REV.	JUNIO 2013 FECHA	ANA ESPAÑA DIAZ DIBUJADO	MARCELO IZQUIERDO MILLAN REVISADO
1/30	UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID			
	TITULO DEL PROYECTO			
	CALCULO Y DISEÑO DE UNA BOMBA DE CALOR AIRE-AGUA PARA REFRIGERACION ACCIONADA CON ENERGIA ELECTRICA DE ORIGEN FOTOVOLTAICO			
	TITULO DE PLANO			
	FACHADA SUR			Nº PLANO 004
				HOJA 4 DE 7




CARAS DE FACHADAS

1/100

ESCALA	00	JUNIO 2013	ANA ESPAÑA DIAZ	MARCELO IZQUIERDO MILLAN
	REV.	FECHA	DIBUJADO	REVISADO
1/30	UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID			
	TITULO DEL PROYECTO CALCULO Y DISEÑO DE UNA BOMBA DE CALOR AIRE-AGUA PARA REFRIGERACION ACCIONADA CON ENERGIA ELECTRICA DE ORIGEN FOTOVOLTAICO			
	TITULO DE PLANO FACHADAS ESTE Y OESTE			Nº PLANO 005
				HOJA 5 DE 7



ESCALA	00 REV.	JUNIO 2013 FECHA	ANA ESPAÑA DIAZ DIBUJADO	MARCELO IZQUIERDO MILLAN REVISADO
1/30	UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID			
	TITULO DEL PROYECTO CALCULO Y DISEÑO DE UNA BOMBA DE CALOR AIRE-AGUA PARA REFRIGERACION ACCIONADA CON ENERGIA ELECTRICA DE ORIGEN FOTOVOLTAICO			
	TITULO DE PLANO PLANTA CON SUELO RADIANTE			Nº PLANO 007
				HOJA 7 DE 7